

K98Y11A

日 本 国 特 許 庁

PATENT OFFICE  
JAPANESE GOVERNMENT



別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日  
Date of Application:

1998年11月11日

出 願 番 号  
Application Number:

平成10年特許願第320247号

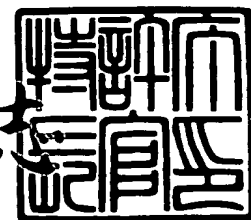
出 願 人  
Applicant(s):

トヨタ自動車株式会社

1999年 1月22日

特許庁長官  
Commissioner,  
Patent Office

伴佐山 建志



出証番号 出証特平11-3000491

【書類名】 特許願

【整理番号】 TSN984896

【提出日】 平成10年11月11日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 B60T 13/12

【発明の名称】 液圧ブレーキ装置

【請求項の数】 10

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 水谷 恭司

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 磯野 宏

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100079669

【弁理士】

【氏名又は名称】 神戸 典和

【選任した代理人】

【識別番号】 100085361

【弁理士】

【氏名又は名称】 池田 治幸

【選任した代理人】

【識別番号】 100078190

【弁理士】

【氏名又は名称】 中島 三千雄

【選任した代理人】

【識別番号】 100107674

【弁理士】

【氏名又は名称】 来栖 和則

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 平成10年特許願第107517号

【出願日】 平成10年 4月17日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9712164

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 液圧ブレーキ装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記ブレーキ操作部材の操作力に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加えるとともに、その補助駆動力を電氣的に制御可能な駆動力補助装置と

を含むことを特徴とする液圧ブレーキ装置。

【請求項 2】 前記駆動力補助装置が、前記補助駆動力を、前記ブレーキ操作部材の操作状態を表す操作状態量と、車両の走行状態を表す走行状態量との少なくとも一方に基づいて電氣的に制御する補助駆動力制御装置を含むことを特徴とする請求項 1 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 3】 前記駆動力補助装置が、

前記加圧ピストンに連携させられた補助ピストンおよびその補助ピストンに液圧を作用させる補助加圧室を備えた補助シリンダと、

高圧源と、

リザーバと、

それら高圧源、リザーバおよび補助加圧室の間に設けられ、補助加圧室への高圧源からの作動液の流入と補助加圧室からリザーバへの作動液の流出とを制御可能な電磁液圧制御弁装置と、

その電磁液圧制御弁装置を制御することにより、前記補助加圧室の液圧を制御する制御弁装置制御装置と

を含むことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 4】 前記補助シリンダが前記マスタシリンダとは別体に構成され、前記補助ピストンが前記ブレーキ操作部材に連携させられることによりそのブレーキ操作部材を介して前記加圧ピストンに連携させられており、前記補助ピス

トンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積が、前記加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置と前記支点との間の距離との積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、補助シリンダの補助加圧室とマスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、駆動力補助装置の異常時にそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含むことを特徴とする請求項 3 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 5】前記異常時マスタ連通装置が、前記駆動力補助装置の異常時であって、かつ、前記マスタ加圧室の液圧が前記補助加圧室の液圧より予め定められた設定圧以上大きい場合に、両加圧室を連通させることを特徴とする請求項 4 に記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 6】前記加圧ピストンの位置のいかんを問わずマスタリザーバと前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室とを連通状態に保つ液通路と、その液通路の途中に、前記マスタ加圧室からマスタリザーバへの作動液の流れを阻止し、マスタリザーバからマスタ加圧室への作動液の流れを許容する逆止弁とを含むことを特徴とする請求項 1 ないし 5 のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 7】前記マスタシリンダが、①前記加圧ピストンとしての第 1 加圧ピストンの移動に伴って容積が減少させられる前記加圧室としての第 1 加圧室と、その第 1 加圧室の前方の第 2 加圧室とを仕切るとともに、前記第 1 加圧ピストンに対して相対移動可能な第 2 加圧ピストンと、②前記マスタシリンダの外部から作動液を供給することにより前記第 2 加圧室の液圧を増加させる第 2 加圧室増圧装置と、③前記第 1、第 2 加圧ピストンが原位置にある状態において、前記第 1 加圧ピストンの前進に伴う第 1 加圧室の容積の減少を許容する一方、前記第 2 加圧室増圧装置による第 2 加圧室の液圧の増加に伴う前記第 1 加圧室の容積の減少を防止する連動容積減少防止装置とを含むことを特徴とする請求項 1 ないし 6 のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 8】前記ブレーキ操作部材の操作力を、前記マスタシリンダの加

圧室の液圧と、前記補助駆動力の大きさに基づいて推定するブレーキ操作力推定装置を含むことを特徴とする請求項 1 ないし 7 のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 9】当該液圧ブレーキ装置が、前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間で作動液の授受を行い、その授受量の制御によって、前記加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置と前記マスタ加圧室の液圧との関係であるマスタシリンダの加圧特性を制御するマスタ加圧特性制御装置を含むことを特徴とする請求項 1 ないし 8 のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置。

【請求項 10】前記マスタ加圧特性制御装置が、前記ブレーキシリンダの液圧室であるブレーキ液圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室とに接続された容積可変室と、その容積可変室の容積を制御することによって前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置とを含み、当該液圧ブレーキ装置が、前記容積可変室と前記マスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら容積可変室とマスタ加圧室とを連通させているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両室を遮断する異常時マスタ加圧室遮断装置を含むことを特徴とする請求項 9 に記載の液圧ブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は液圧ブレーキ装置に関するものであり、マスタシリンダの加圧ピストンに加えられる駆動力を大きくする駆動力補助装置を有する液圧ブレーキ装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

上述の駆動力補助装置を含む液圧ブレーキ装置の一例が、特開平 4-328064 号公報に記載されている。この公報に記載の液圧ブレーキ装置は、①ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、②そのマスタシリンダから供給

された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、③加圧ピストンに、ブレーキ操作部材の操作力（ブレーキ操作力と称する）に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加える駆動力補助装置とを含むものである。この液圧ブレーキ装置においては、加圧ピストンに主駆動力と補助駆動力との両方が加えられるため、加圧室に発生させられる液圧を大きくすることができ、ブレーキ操作力の割にブレーキ力を大きくすることができる。しかし、この駆動力補助装置によって加えられる補助駆動力はブレーキ操作力に単純に比例するものである。すなわち、ブレーキ操作力と比例関係にあるもの以外の補助駆動力を加えることができないのである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題、解決手段、作用および効果】

そこで、本発明の課題は、駆動力補助装置を有する液圧ブレーキ装置において、補助駆動力をブレーキ操作力に対して単純な比例関係以外の関係に制御可能とすることである。この課題は、液圧ブレーキ装置を以下に記載の各態様のものとすることによって解決される。なお、各態様はそれぞれ項に分け、項番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用して請求項と同じ形式で記載する。これは、各項に記載の特徴を組み合わせて採用することの可能性を明示するためであって、本明細書の技術的特徴およびそれらの組み合わせが下記のものに限定されると解釈されるべきではない。

(1) ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、

前記加圧ピストンに、前記ブレーキ操作部材の操作力に基づいて加えられる主駆動力とは別に補助駆動力を加えるとともに、その補助駆動力を電氣的に制御可能な駆動力補助装置と

を含む液圧ブレーキ装置（請求項1）。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が電氣的に制御される。そのため、操作力に単純に比例する大きさとは異なる

る大きさの補助駆動力を加えることも可能となる。また、補助駆動力が電氣的に制御されるため、制御を容易に行うことができ、制御の自由度を高めることができる。

なお、駆動力補助装置によって加えられる補助駆動力は、主駆動力が加えられる時期と同じ時期に加えられる力であっても、主駆動力と異なる時期に加えられる力であってもよい。後者の場合には、補助駆動力がブレーキ操作部材が操作されていない場合に（操作力が0の場合に）加えられることになり、液圧ブレーキ装置を自動ブレーキ装置として作動させることが可能となる。

（2）前記駆動力補助装置が、前記補助駆動力を、前記ブレーキ操作部材の操作状態を表す操作状態量と、車両の走行状態を表す走行状態量との少なくとも一方に基づいて電氣的に制御する補助駆動力制御装置を含むことを特徴とする（1）項に記載の液圧ブレーキ装置（請求項2）。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、補助駆動力が、ブレーキ操作部材の操作状態量と車両の走行状態量との少なくとも一方に基づいて制御される。ブレーキ操作部材の操作状態量には、操作量（操作力、操作ストローク等）、操作量の変化率（操作力、操作ストロークの変化速度等）、それらの組合わせ等が含まれる。例えば、補助駆動力を操作量の2次関数によって表される大きさとすれば、操作量の大きい場合に小さい場合より、操作量の変化量に対するブレーキ力の変化量を大きくすることができ、ブレーキ感度を高くすることができる。

車両の走行状態量には、車速、加速度、車輪のスリップ状態量（スリップ状態には制動スリップ、駆動スリップが含まれ、スリップ状態量は、これらのスリップ率、スリップ量、それらスリップ率またはスリップ量の変化率、それらスリップ率またはスリップ量とそれらの変化率との組合わせ等で表すことができる。）等や、車両が走行している環境を表す環境状態量等が含まれる。例えば、制動開始時の車速が大きい場合に小さい場合より補助駆動力を大きくすれば、車両を早期に停止させることができる。また、制動スリップ状態量が大きい場合に小さい場合より小さくすれば、車両の制動安定性を向上させることができ



る。それに対して、環境状態量には、路面の摩擦係数、外気温度等が該当するが、これら環境状態量に基づいて走行状態を推定することができるため、環境状態量を走行状態量に含ませることができるのである。例えば、路面の摩擦係数が小さい場合は大きい場合より、スリップ状態量が大きくなり易いと推定し得る。また、外気温度が低い場合には、作動液の粘性が高いため、応答遅れ（ブレーキの効き遅れ）が生じ易いと推定することができ、外気温度が設定温度より低い場合に補助駆動力を大きくしてマスタシリンダ液圧を高めに制御すれば、効き遅れを小さくすることが可能となる。環境状態量には、車両と車両の周辺（前方あるいは側方）に存在する人、物等との間の距離に関連する量（衝突危険度）も含まれる。これらの間の距離が小さい場合、距離の減少速度が大きい場合（接近速度が大きい場合）等には、衝突する危険性が高いと推定し得るため、補助駆動力を大きくして、車両を早急に停止させることが望ましい。

上述のスリップ状態量、旋回状態量、衝突危険度に基づく補助駆動力の制御は、アンチロック制御、トラクション制御、旋回制御（ビークルスタビリティ制御を含む）、緊急ブレーキ制御等の一態様であるとも考えることもできる。例えば、アンチロック制御において、主駆動力はそのまま、補助駆動力の制御によって制動スリップ状態が適正状態になるようにするのである。また、駆動力補助装置が、ブレーキ操作部材が操作されていない状態で補助駆動力を加えることができる装置である場合には、補助駆動力の制御によって、トラクション制御、旋回制御等を行うことが可能になる。緊急ブレーキ制御には、ブレーキ操作部材が操作されている場合にブレーキ力を大きくする制御や、ブレーキ操作部材の操作に先立ってブレーキ力を発生させる制御等が該当するが、上述の場合には、後者の制御も可能となる。さらに、アンチロック制御、トラクション制御、旋回制御が、駆動力補助装置とは別に設けられた走行状態制御装置によって行われ、走行状態制御が行われているか否かに基づいて補助制動力が制御されるようにすることもできる。例えば、これら走行状態制御が行われている間は、補助制動力を小さくし、走行状態制御への影響を小さくするのである。この場合には、走行状態制御中には制御中設定値（例えば、1）とされ、非制御中には非制御中設定値（例えば、0）とされる制御状態量を走行状態量の一態様と考えることができる。

(3) 前記駆動力補助装置が、

前記加圧ピストンに連携させられた補助ピストンおよびその補助ピストンに液圧を作用させる補助加圧室を備えた補助シリンダと、

高圧源と、

リザーバと、

それら高圧源、リザーバおよび補助加圧室の間に設けられ、補助加圧室への高圧源からの作動液の流入と補助加圧室からリザーバへの作動液の流出とを制御可能な電磁液圧制御弁装置と、

その電磁液圧制御弁装置を制御することにより、前記補助加圧室の液圧を制御する制御弁装置制御装置と

を含む(1) 項または(2) 項に記載の液圧ブレーキ装置（請求項3）。

補助加圧室の液圧を高くすれば、補助ピストンに加えられる液圧駆動力が大きくなり、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が大きくなる。

補助シリンダは、マスタシリンダと並列に設けても、直列に設けてもよい。並列に設けられる場合には、補助ピストンと加圧ピストンとをブレーキ操作部材の長手方向に隔たった2部分と連携させるのであり、直列に設ける場合には、加圧ピストンのピストンロッドの一部を補助ピストンのピストンロッドとして利用したり、あるいは加圧ピストンと補助ピストンとを一体的に構成したりすることができる。後者の場合には、補助シリンダとマスタシリンダとの本体も一体的に構成することが望ましい。また、電磁液圧制御弁装置は、1つ以上の電磁液圧制御弁を含むものとしたり、複数の電磁開閉弁を含むものとしたり、1つの電磁方向切換弁を含むものとしたりすること等ができる。電磁液圧制御弁装置が、高圧源と補助加圧室との間に設けられた増圧制御弁と、リザーバと補助加圧室との間に設けられた減圧制御弁とを含む場合には、減圧制御弁と補助加圧室との間と、減圧制御弁とリザーバとの間の少なくとも一方に、減圧制御弁が補助加圧室からリザーバへの作動液の流出を許容する減圧状態にある場合に開状態に、流出を阻止する保持状態にある場合に閉状態に切り換えられる電磁開閉弁を設けることができる。この電磁開閉弁により、減圧制御弁における漏れに起因して補助加圧室からリザーバへ作動液が流出することを回避することができる。電磁開閉弁は、減

圧制御弁連動開閉弁と称することができる。

(4) 前記駆動力補助装置が、

前記ブレーキ操作部材に連携させられた補助ロッドと、

その補助ロッドに電動駆動力を加える電動アクチュエータと、

その電動アクチュエータを制御することにより、前記電動駆動力を制御する電動アクチュエータ制御装置と

を含む(1) 項または(2) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

電動アクチュエータの制御により補助ロッドに加えられる電動駆動力が制御され、加圧ピストンに加えられる補助駆動力が制御される。電動アクチュエータには、電動モータや積層圧電素子等が含まれる。

(5) 前記補助シリンダが前記マスタシリンダとは別体に構成され、前記補助ピストンが前記ブレーキ操作部材に連携させられることによりそのブレーキ操作部材を介して前記加圧ピストンに連携させられており、前記補助ピストンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積が、前記加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離との積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時ににそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含む(3) 項に記載の液圧ブレーキ装置(請求項4)。

駆動力補助装置の異常時、例えば、高圧源、電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置等の故障時にマスタ加圧室と補助加圧室とが異常時マスタ連通装置によって連通させられる。そのため、補助加圧室と高圧源やリザーバとの間における作動液の流入、流出が不可能になっても、マスタ加圧室との間における流入・流出が可能となる。補助加圧室には、ブレーキ操作部材の操作に伴ってマスタ加圧室から作動液が供給されるため、補助ピストンの移動が許容され、ブレーキ操作部材の操作が不可能になることが回避される。ブレーキ操作部材の操作が解除されれば、補助加圧室の作動液はマスタ加圧室に戻される。この駆動力補助装置の

異常は、補助加圧室に高圧の作動液を供給できない状態、補助加圧室の液圧を制御することができない状態、作動液の流入、流出ができない状態等であり、例えば、電気系統の故障等に起因して生じる。

また、補助ピストンの受圧面積と、補助ピストンのブレーキ操作部材に対する連携位置と支点との間の距離との積が、前記加圧ピストンの受圧面積と、加圧ピストンの連携位置と支点との間の距離との積より小さくされているため、後述するように、マスタ加圧室から補助加圧室に作動液が流出させられても、マスタ加圧室からブレーキシリンダへの作動液の供給は支障なく行われる。さらに、マスタ加圧室から補助加圧室に作動液が供給されることにより、補助駆動力（0より大きい）を加圧ピストンに加えることが可能となる。実質的に、加圧ピストンの受圧面積が小さくされたのと同じことになり、ブレーキ操作力の割りにマスタ加圧室に発生させられる液圧を大きくすることができる。

式を用いて説明する。〔発明の実施の形態〕の項において詳細に説明するように、補助加圧室とマスタ加圧室とが連通させられた場合には、補助加圧室の液圧とマスタ加圧室の液圧とは同じになる。図2に示すように、マスタシリンダと補助シリンダとが並列に設けられている場合において、マスタシリンダ液圧  $P_M'$  は、補助ピストンの受圧面積を面積  $S_S$ 、補助ピストンがブレーキ操作部材に連携させられる位置とブレーキ操作部材の支点との間の距離を距離  $L_S$  とし、加圧ピストンの受圧面積を面積  $S_M$ 、加圧ピストンが連携させられた位置と支点との間の距離を距離  $L_M$  とし、運転者によるブレーキ操作力を力  $F$  とし、ブレーキ操作部材の操作力が加えられる位置と支点との間の距離を距離  $L_F$  とした場合において、式

$$P_M' = F \times L_F / (L_M \times S_M - L_S \times S_S) \cdots (1)$$

によって表される大きさとなる。この式において、上述のように、 $(S_S L_S < S_M L_M)$  が成立するため、液圧  $P_M'$  が負の値になることはなく、ブレーキシリンダから作動液が逆流することが回避される。

また、補助駆動力が0の場合のマスタシリンダ液圧  $P_M$  は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M) \cdots (2)$$

で表される大きさとなる。この(2)式を(1)式に代入すれば、マスタシリンダ液

圧  $P_M'$  は、式

$$P_M' = P_M \times (L_M \times S_M) / (L_M \times S_M - L_S \times S_S) \cdots (3)$$

と表すことができる。(3) 式から、両加圧室を連通させた場合のマスタシリンダ液圧  $P_M'$  の補助駆動力が 0 の場合のマスタシリンダ液圧  $P_M$  に対する比率は、

$$P_M' / P_M = 1 / \{1 - (L_S \times S_S / L_M \times S_M)\} \cdots (4)$$

となるが、 $(S_S L_S < S_M L_M)$  とされているため、この比率は 1 より大きくなる。このように、両加圧室を連通させることにより、連通させない場合よりブレーキ力を大きくすることができるのである。補助加圧室にはブレーキ操作部材の操作に伴ってマスタ加圧室から作動液が供給され、それによって補助加圧室の液圧が高くなり、補助ピストンにはその液圧に応じた液圧駆動力が加えられ、ブレーキ操作部材を介して加圧ピストンには補助駆動力が加えられるのである。

(6) 前記補助シリンダと前記マスタシリンダとが互いに直列に配設されるとともに、前記補助ピストンの受圧面積が前記加圧ピストンの受圧面積より小さくされ、かつ、当該液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら両加圧室を遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両加圧室を連通させる異常時マスタ連通装置を含む(3) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

本態様は(5) 項の態様において前記距離  $L_M$  と距離  $L_S$  とが等しくされた場合と実質的に同じである。なお、いずれの場合にも、補助シリンダは、ブレーキ操作部材に、ブレーキ操作力と同じ向きの回転モーメントを生じさせる補助駆動力を加える向きに配設される。

(7) 前記異常時マスタ連通装置が、前記高圧源の液圧が設定圧以下に低下すると、前記補助加圧室とマスタ加圧室とを遮断する遮断状態からこれらを連通させる連通状態に切り換えられる機械式切換弁を含む(5) 項または(6) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

高圧源に異常が生じ、高圧源の液圧が設定圧以下になった場合には、電磁制御弁装置が、補助加圧室を高圧源からモリザーバからも遮断する遮断状態に切り換えられるようにされることが多く、その場合には、補助加圧室における作動液の流入・流出が不可能となる。しかし、機械式切換弁が連通状態に切り換えられ

ば、補助加圧室がマスタ加圧室に連通させられ、マスタ加圧室との間において作動液の流入・流出が可能となる。異常時マスタ連通装置が機械式切換弁を含むものであるため、電磁切換弁を含むものである場合より、切換えが確実に行われる。上記機械式切換弁の代表的なものは、高圧源の液圧をパイロット圧として作動するパイロット式切換弁である。

(8) 前記異常時マスタ連通装置が、前記駆動力補助装置の異常時に、前記補助加圧室とマスタ加圧室とを遮断する遮断状態からこれらを連通させる連通状態に電流供給の有無により切り換えられる電気式切換弁を含む(5) 項または(6) 項に記載の液圧ブレーキ装置。

電気式切換弁は、例えば、常開の電磁開閉弁とすることができる。

(9) 前記異常時マスタ連通装置が、前記駆動力補助装置の異常時であって、かつ、前記マスタ加圧室の液圧が前記補助加圧室の液圧より予め定められた設定圧以上大きい場合に、両加圧室を連通させる(5) 項ないし(8) 項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置(請求項5)。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、マスタ加圧室と補助加圧室とが、駆動力補助装置の異常時であって、かつ、マスタ加圧室の液圧が補助加圧室の液圧より予め定められた設定圧以上大きい場合に、連通させられる。マスタ加圧室と補助加圧室とを連通させると、実質的にマスタシリンダの内径が小さくなったことと同じことになるため、加圧ピストンのストロークが大きくなる。それに対して、これらが、駆動力補助装置の異常時に直ちに連通させられるのではなく、補助加圧室の液圧よりマスタ加圧室の液圧の方が設定圧以上大きくなった場合に連通させられるようにすれば、その分、ストロークを小さくすることができる。例えば、液圧ブレーキが効き始めるまでに、ブレーキシリンダに作動液が供給されるいわゆるファーストフィルの間は、マスタ加圧室と補助加圧室とが連通させられないようにすれば、駆動力補助装置の機能を殆ど損なうことなく、加圧ピストンのストローク、ひいてはブレーキ操作部材のストロークを効果的に小さくすることができる。

(10) 前記異常時マスタ連通装置が、前記補助液圧室とマスタ加圧室とを接続する液通路と、その液通路に設けられ、前記駆動力補助装置の異常時に、前記両

加圧室を遮断する遮断状態からこれらを連通させる連通状態に切り換えられる切換弁と、前記液通路に前記切換弁と直列に設けられ、マスタ加圧室の液圧が補助加圧室の液圧より設定圧以上大きくなると、マスタ加圧室から補助加圧室への作動液の流れを許容する差圧開閉弁とを含む(5)項ないし(9)項に記載の液圧ブレーキ装置。

切換弁が連通状態に切り換えられても、両加圧室の液圧差が設定圧より小さい場合はマスタ加圧室から補助加圧室への作動液の流れは阻止される。そのため、差圧開閉弁を連通制限装置、流出制限装置と考えることもできる。また、ストローク低減装置と考えることもできる。

上記設定圧、すなわち、差圧開閉弁の開弁圧は、スプリングの付勢力等によって固定的に決まる値であっても、供給電気エネルギー量に応じて制御可能な可変値であってもよい。可変値とすれば、ストロークと加圧室の液圧との関係を制御することが可能となる。

なお、差圧開閉弁と並列にマスタ加圧室から補助加圧室への作動液の流れは阻止するが、逆向きの流れは許容する逆止弁を設けることもできる。逆止弁によれば、ブレーキ操作が解除された場合に、補助加圧室の作動液を逆止弁を経てマスタ加圧室に戻すことができる。

(11) 前記異常時マスタ連通装置が、前記補助加圧室とマスタ加圧室との間に設けられ、これらを連通させる連通状態と遮断する遮断状態とに切り換え可能な電気式切換弁と、その電気式切換弁を、前記駆動力補助装置が異常であって、かつ、前記マスタ加圧室の液圧が前記補助加圧室の液圧より予め定められた設定圧以上大きい場合に、遮断状態から連通状態に切り換える切換弁制御手段とを含む(5)、(6)、(8)項および(9)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置。

本項に記載の液圧ブレーキ装置によっても、ストロークの低減を図りつつ、駆動力補助装置の異常時にマスタ加圧室の液圧を大きくすることができる。

それに対して、異常時マスタ連通装置を、前記高圧源の液圧が設定圧以下に低下し、かつ、マスタ加圧室の液圧が補助加圧室の液圧より設定圧以上大きくなると、遮断状態から連通状態に切り換えられる機械式切換弁を含むものとすることもできる。例えば、高圧源の液圧に応じた高液圧作用力より、マスタ加圧室の液

圧と補助加圧室の液圧との差圧に応じた差圧作用力の方が、大きくなると、遮断状態から連通状態に切り換わる切換弁とすることが可能なのである。

(12) 前記液圧ブレーキ装置が、前記補助シリンダの補助加圧室とリザーバとの間に設けられ、常には、これらを遮断しているが、前記駆動力補助装置の異常時にこれらを連通させる異常時リザーバ連通装置を含む(3) 項、 (9)項ないし(11)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、駆動力補助装置の異常時、すなわち、補助加圧室と高圧源やリザーバとの間における作動液の流入・流出が不可能になった場合に、補助加圧室とリザーバとが連通させられ、これらの間における作動液の流入・流出が可能とされる。補助加圧室には、ブレーキ操作部材のブレーキ操作に伴ってリザーバから作動液が供給され、解除操作に伴ってリザーバに作動液が戻される。リザーバは、マスタリザーバであっても、マスタリザーバとは別のリザーバであってもよいが、補助シリンダはマスタシリンダの近傍（一体的に設けられる場合もある）に設けられることが多いため、マスタリザーバとすれば、液通路を短くし得る等の利点がある。

上記 (9)項ないし(11)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置において、駆動力補助装置の異常時に、補助加圧室とマスタ加圧室との間の作動液の流れが制限された状態でも、補助加圧室の作動液の流出入が異常時リザーバ連通装置により許容され、補助ピストンが支障なく移動し得る。

(13) 前記加圧ピストンの位置のいかんを問わずマスタリザーバと前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室とを連通状態に保つ液通路と、その液通路の途中に、前記マスタ加圧室からマスタリザーバへの作動液の流れを阻止し、マスタリザーバからマスタ加圧室への作動液の流れを許容する逆止弁とを含む(1)項ないし(12)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置（請求項6）。

従来のマスタシリンダにおいては、加圧ピストンの移動に伴って、マスタ加圧室とマスタリザーバとが連通させられたり、遮断されたりするようにされていた。例えば、シリンダ本体にマスタリザーバに連通する液通路の開口部（ポート）が形成されるとともに、加圧ピストンにカップシールが設けられたマスタシリンダがある。このマスタシリンダにおいては、加圧ピストンの原位置からの前進によ



って、マスタ加圧室に対してポートが開口する開口状態から閉塞状態に切り換えられ、マスタ加圧室の液圧が増加される。加圧ピストンの後退に伴って、マスタ加圧室の容積が増加させられると、カップシールの弾性変形によってマスタリザーバの作動液がマスタ加圧室に流入することが許容され、マスタ加圧室が負圧になることが回避される。加圧ピストンが原位置へ復帰すれば、ポートが加圧室へ開口した状態となり、加圧室とマスタリザーバとが連通状態に戻る。また、シリンダ本体と加圧ピストンとの間、あるいは加圧ピストン同士の間インレットチェックバルブが設けられたマスタシリンダもある。このマスタシリンダにおいては、加圧ピストンが前進させられると、インレットチェックバルブが開状態から閉状態に切り換えられて、マスタ加圧室がマスタリザーバから遮断され、増圧される。加圧ピストンが後退させられると、インレットチェックバルブが開状態に切り換えられて、マスタ加圧室にマスタリザーバの作動液が供給され、負圧になることが回避される。加圧ピストンが原位置へ復帰すれば、インレットチェックバルブが開状態に復帰し、加圧室とマスタリザーバとが連通状態に戻る。

それに対して、本項に記載のマスタシリンダにおいては、マスタ加圧室とマスタリザーバとが液通路により常に連通状態に保たれているのであり、加圧ピストンの移動に伴って連通させられたり、遮断されたりすることはない。すなわち、液通路はマスタ加圧室に対して常に開放状態に保たれるのであり、閉塞状態に切り換えられることがないのである。そして、その液通路の途中にマスタリザーバからマスタ加圧室への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁が設けられている。逆止弁により、マスタ加圧室からマスタリザーバへの作動液の流出が阻止されるため、加圧ピストンの前進時にマスタ加圧室の液圧を増加させることができる。また、マスタリザーバからマスタ加圧室への作動液の流入が許容されるため、加圧ピストンの後退時にマスタ加圧室の液圧が負圧になることが回避される。その結果、従来のマスタシリンダにおけるように、カップシールやインレットチェックバルブを開閉させるための加圧ピストンのストロークが不要となって、マスタシリンダの長手方向（軸方向）の長さを短くすることができる。補助シリンダとマスタシリンダとを直列に設ける場合には全体の長さが長くなるため、本項の特徴は、この形態の補助シリンダおよびマスタシリンダに組み合

わせて採用することが特に有効である。

なお、(3) 項に記載の駆動力補助装置に含まれるリザーバは、マスタリザーバとしても、マスタリザーバとは別のものとしてもよい。

本項に記載の特徴は、(1) 項ないし(12)項のいずれに記載の特徴とも独立に採用可能である。

(14) 前記マスタシリンダが、前記マスタリザーバと前記マスタ加圧室とを連通状態に保つ液通路のマスタ加圧室に対する開口部が、前記加圧ピストンによって塞がれることを防止する開口状態確保装置を含む(13)項に記載の液圧ブレーキ装置。

開口部が常に開口状態に保たれば、マスタ加圧室とリザーバとを常に連通状態に保つことができる。例えば、マスタシリンダの本体の内周面の一部に環状の凸部を設け、その凸部に対して液密かつ摺動可能な状態で加圧ピストンを配設すれば、加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置がいずれにあっても、開口部が塞がれることはない。開口状態確保装置は、環状凸部等により構成される。

(15) 前記マスタシリンダが、①前記加圧ピストンとしての第1加圧ピストンの移動に伴って容積が減少させられる前記加圧室としての第1加圧室と、その第1加圧室の前方の第2加圧室とを仕切るとともに、前記第1加圧ピストンに対して相対移動可能な第2加圧ピストンと、②前記マスタシリンダの外部から作動液を供給することにより前記第2加圧室の液圧を増加させる第2加圧室増圧装置と、③前記第1、第2加圧ピストンが原位置にある状態において、前記第1加圧ピストンの前進に伴う第1加圧室の容積の減少を許容する一方、前記第2加圧室増圧装置による第2加圧室の液圧の増加に伴う前記第1加圧室の容積の減少を防止する連動容積減少防止装置とを含む(1) 項ないし(14)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置（請求項7）。

本項に記載のマスタシリンダにおいては、第2加圧ピストンによって、第1加圧室と第2加圧室とが仕切られている。ブレーキ操作部材が操作されると、それに伴って第1加圧ピストンが前進させられ、第1加圧室の容積が減少させられる。第1加圧室の液圧が増加させられ、それによって第2加圧ピストンが前進させ

られ、第2加圧室の液圧が増加させられる。また、連動容積減少防止装置によって、第1、第2加圧ピストンが原位置にある状態において、第2加圧室の液圧が増加させられたことに起因して第1加圧室の容積が減少させられることが防止される。したがって、外部からの作動液の供給によって、第2加圧室の液圧を、第1加圧室の液圧を増加させることなく増加させることができ、第1加圧室に連通させられたブレーキシリンダの液圧を増加させることなく、第2加圧室に連通させられたブレーキシリンダの液圧を増加させることができる。また、この状態において、ブレーキ操作部材が操作された場合には、それに伴う第1加圧ピストンの前進が許容される。第1加圧室の液圧が増加させられ、第1加圧室に連通させられたブレーキシリンダの液圧を増加させることができる。第2加圧室の液圧が大きくされている状態で、ブレーキ操作部材が操作された場合に、第1加圧室から十分な量の作動液を排出することができ、その第1加圧室に接続されたブレーキシリンダを支障なく作動させることができるのである。

なお、第2加圧室増圧装置は、第2加圧室の液圧を増加させるために専用に設けることもできるが、(3)項に記載の駆動力補助装置（液圧によるもの）を利用することもできる。

本項に記載の特徴は、(1)項ないし(14)項のいずれに記載の特徴とも独立に採用可能である。

(16) 前記原位置が、前記第2加圧ピストンの後退端位置であり、かつ、前記連動容積減少防止装置が、第2加圧ピストンの後退を防止する第2ピストン後退防止装置を含む(15)項に記載のブレーキ液圧制御装置。

第2加圧ピストンが後退端位置にある場合には、第2加圧室の液圧が増加させられても、第2加圧ピストンが後退させられることがないのであり、第1加圧室の容積が減少させられることはない。なお、第2加圧ピストンの後退を防止するストッパは、マスタシリンダの中間部に設けても、後退端部付近に設けてもよい。

(17) 前記第2加圧ピストンが、前記マスタシリンダの内部を第1加圧室と第2加圧室とに仕切る仕切り部と、その仕切り部の後退側に位置し、開口端面が当該マスタシリンダの本体の後退側端面に当接することによって後退端を規定する

筒部とを有するものであり、前記第1加圧ピストンが、前記筒部の内周側に、相対移動可能に嵌合された(15)項または(16)項に記載の液圧ブレーキ装置。

第2加圧ピストンの筒部の開口端面がマスタシリンダ本体の後退側端面に当接することによって後退端位置が規定される。

ここで、第2加圧ピストンはマスタシリンダの本体に対して相対移動可能なものであるが、筒部の外周面とマスタシリンダの内周面とが接触した状態で相対移動させられることは望ましくない。そのため、第2加圧ピストンの筒部の外周面と、マスタシリンダの本体の内周面との少なくとも一方の一部に環状凸部を設け、いずれか一方の環状凸部と、他方の外周面と内周面とのいずれか一方とが液密かつ摺動可能な状態で、第2加圧ピストンが配設されることが望ましい。

仕切り部は、〔発明の実施の形態〕において記載するように、円筒状を成したものとすることができるが、円盤状を成したものであってもよい。また、仕切り部と筒部とは、別体であっても一体であってもよく、一体である場合の一例として、筒部の底部が仕切り部として機能するものとすることができる。

(18) 前記第1加圧室を、前記第2加圧ピストンの筒部の内周側の、前記第1加圧ピストンの前方の液圧室とし、その筒部に、前記第1加圧室を、前記第2加圧ピストンの外周面とマスタシリンダの本体の内周面とによって形成される環状室に連通させる連通路を形成した(17)項に記載の液圧ブレーキ装置。

第1加圧室の作動液は、連通路を経て環状室に供給され、ブレーキシリンダに供給される。環状室は、第2加圧ピストンの前進に伴って容積が減少させられる可変容積環状室としても、容積が一定に保たれる定容積環状室としてもよいが、可変容積環状室とした方が、定容積環状室とする場合より、可変容積環状室の液圧を大きくすることができる。

可変容積環状室は、例えば、マスタシリンダの本体の内周面に設けられた環状のマスタ側凸部と、第2加圧ピストンの外周面に設けられた環状のピストン側凸部と、マスタシリンダの内周面と第2加圧ピストンの外周面とによって形成される液圧室とすることができる。ただし、マスタ側凸部はピストン側凸部より前進側に位置するものとする。仕切り部において、マスタ側凸部と液密かつ摺動可能な状態とされ、筒部に形成されたピストン側凸部がマスタシリンダ本体の内周面

と液密かつ摺動可能な状態とされれば、第2加圧ピストンの前進に伴って環状室の容積を減少させることができる。この場合に、仕切り部を円筒状を成したものとすれば、第2加圧ピストンの許容ストロークを大きくすることができるため、可変容積環状室の容積変化量を大きくすることができる。また、仕切り部材の軽量化を図ることができる。

(19) 前記可変容積環状室を、前記第2加圧ピストンの前進に伴って容積が減少させられるものとし、かつ、前記連通路を、絞り機能を有するものとした(18)項に記載の液圧ブレーキ装置。

絞りにより、第1加圧室と可変容積環状室との間に液圧差が生じる場合がある。ブレーキ操作部材の操作速度が大きい場合には、第1加圧室の容積が急激に減少しようとするが、第1加圧室から可変容積環状室への作動液の流れが絞りにより妨げられるため、第1加圧室の液圧が大きくなり、第1加圧室と可変容積環状室との間に液圧差が生じる。この液圧差により加圧面積の大きい第2加圧ピストンが前進させられ、可変容積環状室の容積が減少させられる。そのため、ブレーキシリンダ液圧を、加圧面積の小さい第1加圧ピストンの第2加圧ピストンに対する前進による場合に比較して、急激に増加させることができる。

(20) 前記第2加圧室に駆動輪のブレーキシリンダが接続された場合において、当該液圧ブレーキ装置が、前記第2加圧室増圧装置と第2加圧室との間に設けられ、これらを連通させる連通状態と遮断する遮断状態とに切り換え可能な電磁開閉弁と、その電磁開閉弁を連通状態に保った状態で、前記駆動輪のブレーキシリンダの液圧を制御する駆動輪側ブレーキシリンダ液圧制御装置とを含む(15)項ないし(19)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置。

電磁開閉弁を連通状態に保てば、第2加圧室に第2加圧室増圧装置の作動液を供給することができ、駆動輪のブレーキシリンダ液圧を増加させることができる。第2加圧室増圧装置は、出力液圧が制御可能なものであっても、出力液圧が一定のものであってもよい。出力液圧が一定である場合には、第2加圧室と駆動輪ブレーキシリンダとの間に、液圧制御弁装置を設けることが望ましい。

駆動輪側ブレーキシリンダ液圧制御装置は、例えば、トラクション制御装置とビークルスタビリティ制御装置との少なくとも一方を含むものとすることができ

る。トラクション制御において、電磁開閉弁が連通状態に保たれば、ブレーキ操作部材が操作されていない状態でも、駆動輪のブレーキシリンダに作動液を供給することができ、駆動スリップ状態が適正状態になるように、ブレーキシリンダ液圧を制御することができる。しかも、第1加圧ピストンの前進が許容される状態にあるため、トラクション制御中にブレーキ操作部材が操作された場合には、第1加圧室の液圧を直ちに増加させることができ、ブレーキの効き遅れを小さくすることができる。ピークルスタビリティ制御についても同様である。

なお、(3)項に記載の駆動力補助装置を第2加圧室増圧装置とし、(5)項、(6)項、(8)項、(10)項に記載の異常時マスタ連通装置に含まれる電磁開閉弁を本項に記載の電磁開閉弁とすることができる。また、電磁開閉弁は、第2加圧室増圧装置に含まれるものと考えたり、駆動輪側ブレーキシリンダ液圧制御装置に含まれるものと考えたりすることができる。

(21)前記ブレーキ操作部材の操作力を、前記マスタシリンダの加圧室の液圧と、前記補助駆動力の大きさに基づいて推定するブレーキ操作力推定装置を含むことを特徴とする(1)項ないし(20)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置(請求項8)。

本項に記載の液圧ブレーキ装置においては、ブレーキ操作部材の操作力が、マスタ加圧室の液圧と補助駆動力の大きさに基づいて推定される。そのため、操作力検出装置が不要となり、コストダウンを図ることができる。マスタ液圧検出装置や補助駆動力検出装置(例えば、補助駆動力が補助液圧に対応する大きさである場合には補助液圧を検出する補助液圧検出装置が該当する)は、補助駆動力の制御に必要なものであり、それらを利用することにより操作力検出装置を省略することができるのである。また、操作力検出装置を設ける場合にも、操作力を広い範囲で精度よく検出可能な高価なものとする必要がなくなる。操作力を精度よく検出可能な範囲においては操作力検出装置による検出結果を使用し、精度よく検出できない範囲において推定値を使用するのであり、やはりコストダウンを図ることができる。

操作力は、例えば、実施形態において詳述するように、下記のように推定することができる。図2に示すように、マスタシリンダと補助シリンダとが並列に設

けられている場合において、補助駆動力を  $F_S$  とし、マスタ加圧室の液圧に応じたマスタ液圧駆動力（ブレーキ力と称することもできる）を  $F_M$ ，操作力を  $F$  とするとともに、ブレーキ操作部材の回動中心から補助駆動力が作用する位置までの距離を  $L_S$ ，液圧駆動力が作用する位置までの距離を  $L_M$ ，操作力が作用する位置までの距離を  $L_F$  とした場合には、操作力  $F$  は、式

$$F = F_M \cdot L_M / L_F - F_S \cdot L_S / L_F$$

に従って推定することができる。ここで、マスタ液圧駆動力  $F_M$  は、マスタ加圧室の液圧  $P_M$  と加圧ピストンの受圧面積  $S_M$  とを乗じた大きさ（ $F_M = P_M \cdot S_M$ ）であり、補助駆動力  $F_S$  は、補助加圧室の補助液圧  $P_S$  と補助ピストンの受圧面積  $S_S$  とを乗じた大きさ（ $F_S = P_S \cdot S_S$ ）である。

また、図 16 に示すように、マスタシリンダと補助シリンダとが直列に設けられる場合には、補助ピストンまでの距離と、加圧ピストンまでの距離とが同じになるため、操作力  $F$  は、式

$$F = (F_M - F_S) \cdot L_M / L_F$$

に従って推定することができる。ここで、補助ピストンの受圧面積は、加圧ピストンの受圧面積より小さく、 $S_M - S_0$  となる。

また、操作力検出装置が、加圧ピストンのブレーキ操作部材に対する反力  $F'$  を操作力  $F$  として検出する装置である場合には、反力  $F'$  と操作力  $F$  との間には、式

$$F' = F \cdot L_F / L_M$$

で表される関係があるため、反力  $F'$  は、式

$$F' = F_M - F_S$$

に従って推定することができる。

本項に記載の特徴は、(1) 項ないし (20) 項のいずれに記載の特徴とも独立して実施可能である。

(22) 当該液圧ブレーキ装置が、前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間で作動液の授受を行い、その授受量の制御によって、前記加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置と前記マスタ加圧室の液圧との関係であるマスタシリンダの加圧特性を制御するマスタ加圧特性制御装置を含む(1) 項

ないし(21)項のいずれか1つに記載の液圧ブレーキ装置(請求項9)。

マスタ加圧特性制御装置とマスタ加圧室との間の作動液の授受量を変化させれば、加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置を変化させることができ、マスタシリンダの加圧特性を制御することができる。ブレーキ操作部材が操作されれば、加圧ピストンが前進させられ、マスタ加圧室の容積が減少させられることになるが、この際、マスタ加圧室に外部から作動液が供給されれば、その分だけ加圧ピストンのストロークは小さくなり、作動液が外部へ取り去られればストロークは大きくなる。マスタ加圧室への作動液供給量が大きい場合は小さい場合より加圧ピストンのストロークが小さくなり、マスタ加圧室からの作動液取り去り量が大きい場合はストロークが大きくなる。このように、授受量の制御によってストロークを制御することができ、ストロークとマスタ加圧室の液圧(以下、マスタ液圧と称する)との関係を制御することができる。

マスタ加圧特性制御装置は、授受量を、加圧ピストンのストロークに応じて制御するものであっても、加圧ピストンのストロークとは関係なく制御するものであってもよい。例えば、ストロークの増加に伴ってマスタ液圧が直線的に増加するように、授受量が制御されるようにしたり、ブレーキスイッチによるブレーキ操作部材の操作開始検出に応じて、ブレーキ操作部材のアイドルストロークの間に、予め定められた設定量の作動液が速やかに供給されるようにしたりすることができる。前者の場合には、マスタ液圧が、運転者の操作ストロークに対応した大きさとなるマスタ加圧特性とすることができ、後者の場合には、例えば、設定量をファーストフィル全部またはその一部に要する作動液量とすることにより、ブレーキ操作部材の操作ストローク低減を図ることができる。また、制動中、単位ストローク当たりの授受量が一定の大きさに保たれるようにすることもでき、その一定の作動液供給量が大きい場合は小さい場合より、ストロークを小さくすることができる。作動液を取り去る場合には、作動液流出量が大きい場合は小さい場合よりストロークは大きくなる。

上述のように、本項に記載のマスタ加圧特性制御装置によれば、マスタ液圧に対する加圧ピストンのストロークを制御することができるため、ストローク制御装置と称することができる。このストローク制御は、次のように考えると判り易



い。加圧ピストンは、ブレーキ操作部材の操作に伴って前進させられ、その場合のマスタ液圧は、ブレーキ操作力に応じた大きさとなる。仮に、その操作力が保たれている状態において、マスタ加圧室に外部から作動液が供給されたとすれば、その供給量分だけ加圧ピストンが押し戻されることとなり、ストロークが小さくなる。逆に作動液が外部へ取り去られれば、ストロークが大きくなる。これら2つの現象が並行して起きるのがストローク制御なのである。

本項に記載の特徴は、(1) 項ないし(21)項のいずれに記載の特徴とも独立して実施可能である。

(23) 前記マスタ加圧特性制御装置が、

本体と、

その本体に対して相対移動可能に配設された容積変化用ピストンと、

前記本体と前記容積変化用ピストンとによって形成され、前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室に接続された容積可変室と、

前記容積変化用ピストンの本体に対する相対移動量を制御することにより前記容積可変室の容積を制御し、前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置と

を含む(22)項に記載の液圧ブレーキ装置。

マスタ加圧室と容積可変室とが接続されているため、容積可変室の容積を制御することによって、マスタ加圧室との間の作動液授受量を制御することができる。容積可変室の容積を減少させれば、マスタ加圧室に作動液が供給され、増加させれば、マスタ加圧室から作動液が流出させられる。容積可変室の容積の減少量、増加量を制御すれば、マスタ加圧室への作動液供給量、マスタ加圧室からの作動液流出量を制御することができる。

容積可変室の容積は、容積変化用ピストンの移動によって変化させられる。容積変化用ピストンは、液圧によって移動させられるようにしても、電動モータ、積層圧電素子等電動アクチュエータの駆動力によって移動させられるようにしてもよい。

前者の場合には、本体の内部の、容積変化用ピストンに対して容積可変室の反対側に形成された容積制御室の液圧を制御することによって容積変化用ピストン

の力の釣合状態における位置が制御される。この場合には、作動液授受量制御装置を、高圧源と、リザーバと、これら高圧源、リザーバ、容積制御室の間に設けられた電磁液圧制御弁装置と、この電磁液圧制御弁装置を制御することによって、容積制御室の液圧を制御する制御弁装置制御装置とを含むものとすることができる。また、上述の容積変化用ピストン、容積可変室、容積制御室、本体等によってマスタ加圧特性制御用シリンダが構成されることができる。このマスタ加圧特性制御用シリンダは前述のように、ストローク制御用シリンダと考えることができ、ストローク制御用シリンダが、主として、ストロークを小さくするために作動させられる場合には、ストローク低減用シリンダと称することができる。

容積変化用ピストンが電動アクチュエータの駆動力によって移動させられる後者の場合には、電動アクチュエータ等の制御によって容積変化用ピストンの位置や移動速度が制御されることになり、作動液授受量制御装置は、電動アクチュエータ等と、その電動アクチュエータの作動を容積変化用ピストンの移動に変換する運動変換機構（あるいは電動アクチュエータの作動を容積変化用ピストンに伝達する運動伝達機構）と、電動アクチュエータを制御するアクチュエータ制御装置とを含むものとすることができる。

(24) 前記作動液授受量制御装置が、前記授受量を、前記加圧ピストンのストロークと予め定められた規則とに基づいて制御することによって、前記マスタシリンダの加圧特性を制御するマスタ加圧特性制御手段を含む(23)項に記載の液圧ブレーキ装置。

マスタ加圧室との間の作動液の授受量が、加圧ピストンのストロークと規則とに基づいて制御され、それにより、マスタ加圧特性が制御される。この規則を変更すれば、ストロークと授受量との関係が変更されるため、マスタ加圧特性を変更することができる。例えば、授受量を、加圧ピストンのストローク  $S$  とマスタ液圧  $P_M$  との関係が、図4の実線で表されるマスタ加圧特性  $[P_M = k \cdot S^2]$  となるように制御したり、図示は省略するが、マスタ加圧特性  $[P_M = k(S - a)^2 + b]$  となるように制御したりすることができるのである。

また、(2) 項に関して説明したように補助駆動力の制御も加えれば、〔発明の

実施の形態〕 に関して説明するように、仕事率とマスタ液圧  $P_M$  との関係が図 5 のグラフで表される関係となるように制御したり、剛性とマスタ液圧  $P_M$  との関係が図 6 のグラフで表される関係となるように制御したりすることもできる。これら関係は、マスタ加圧特性の一例と考えることもできるが、ブレーキの効き特性と考えることもできる。ここで、仕事率は、操作ストローク  $S$  とブレーキ操作力  $F$  との積で表される仕事量の変化に対するマスタ液圧  $P_M$  の変化の比率  $[dP_M / (S \cdot dF + F \cdot dS)]$  であり、剛性は、操作ストローク  $S$  の変化に対するブレーキ操作力  $F$  の変化量の比率  $[dF / dS]$  である。

(25) 前記マスタ加圧特性制御装置が、前記ブレーキシリンダの液圧室であるブレーキ液圧室と前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室とに接続された容積可変室と、その容積可変室の容積を制御することによって前記作動液の授受量を制御する作動液授受量制御装置とを含み、当該液圧ブレーキ装置が、前記容積可変室と前記マスタ加圧室との間に設けられ、常にはそれら容積可変室とマスタ加圧室とを連通させているが、前記駆動力補助装置の異常時にそれら両室を遮断する異常時マスタ加圧室遮断装置を含む(22)項ないし(24)項のいずれか 1 つに記載の液圧ブレーキ装置（請求項 10）。

容積可変室の容積は、作動液授受量制御装置によって制御可能であるが、容積可変室とマスタ加圧室とが遮断され、これらの間で作動液の授受が行われない状態において、容積可変室の容積が小さくされれば、容積可変室の液圧が高くなる。そこで、駆動力補助装置の異常時、すなわち、補助駆動力が 0 になったり、非常に小さくなったりして、マスタ加圧室の液圧を十分に高くすることができなくなった場合に、容積可変室をマスタ加圧室から遮断してブレーキ液圧室に連通させれば、ブレーキ液圧室の液圧を、マスタ加圧室の液圧より高くすることが可能である。

ここで、駆動力補助装置が、(3) 項に記載の補助シリンダ、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置を含むものであり、マスタ加圧特性制御装置が、マスタ加圧特性制御用シリンダ、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置を含み、液圧により容積可変室の容積を制御する装置である場合には、高圧源が駆動力補助装置とマスタ加圧特性制御装置とで共有

される場合がある。この場合において、高圧源に異常が生じ、液圧が設定圧以下に低下した場合には、上述の異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えても、容積可変室の液圧を高くすることが困難であり、ブレーキシリンダの液圧をマスタシリンダの液圧より高くすることは困難である。しかし、高圧源は正常であるが、駆動力補助装置の電磁液圧制御弁装置、制御弁装置制御装置等に異常が生じた場合、高圧源、リザーバ、電磁液圧制御弁装置、補助加圧室間の液通路に液漏れが生じた場合、補助シリンダが作動不能になった場合等には、異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることが有効である。マスタ加圧特性制御装置の容積制御室に高圧の作動液を供給することが可能であるため、容積可変室の液圧を高くし得、ブレーキシリンダの液圧をマスタ加圧室の液圧より高くすることができるのである。

また、駆動力補助装置とマスタ加圧特性制御装置とに高圧源がそれぞれ専用に設けられている場合、駆動力補助装置が上述の高圧源等を有するものであり、かつマスタ加圧特性制御装置が電動モータ等電動アクチュエータの制御によって容積可変室の容積を制御するものである場合等にも、駆動力補助装置の高圧源の異常時に異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることは有効である。さらに、駆動力補助装置が(4)項に記載のように電動モータの作動状態の制御により補助駆動力を制御する装置であり、マスタ加圧特性制御装置が高圧源等を有するものである場合、駆動力補助装置もマスタ加圧特性制御装置もそれぞれ専用の電動アクチュエータを有するものである場合等にも、駆動力補助装置の異常時に異常時マスタ加圧室遮断装置を遮断状態に切り換えることは有効である。

(26) ブレーキ操作部材に連携させられた加圧ピストンを備え、その加圧ピストンの作動により加圧室に液圧を発生させるマスタシリンダと、

そのマスタシリンダから供給された作動液の液圧に基づいてブレーキを作動させるブレーキシリンダと、

前記マスタシリンダの加圧室であるマスタ加圧室との間で作動液の授受を行い、その授受量を制御することによって、前記加圧ピストンのマスタシリンダ本体に対する相対位置と前記マスタ加圧室の液圧との関係であるマスタシリンダの加圧特性を制御するマスタ加圧特性制御装置と

を含む液圧ブレーキ装置。

マスタ加圧特性が制御されれば、ブレーキシリンダの液圧と加圧ピストンのストローク（ブレーキ操作部材の操作ストローク）との関係であるブレーキの効き特性を制御することができる。

#### 【0004】

##### 【発明の実施の形態】

以下、請求項1～4に記載の発明および請求項9，10に記載の発明に共通の一実施形態としての液圧ブレーキ装置について図面に基づいて詳細に説明する。

図1に示すように、本液圧ブレーキ装置は、通常のブレーキ系と、サーボ系とを有しており、これらが別系統になっている。通常のブレーキ系には、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル10，マスタシリンダ12，各車輪14～20のホイールシリンダ22～28等が含まれている。マスタシリンダ12は2つの加圧室30，32を有するタンデム式のものであり、加圧室30，32には、ブレーキペダル10に連携させられた加圧ピストン34の移動に伴ってブレーキペダル10の操作力に応じた液圧がそれぞれ発生させられる。一方の加圧室30からは液通路36が、他方の加圧室32からは液通路38がそれぞれ延び出させられている。

#### 【0005】

液通路36，38は、それぞれ途中で分岐させられており、液通路36の分岐部分の先端には、それぞれ上述のホイールシリンダ22，24が接続され、液通路38の分岐部分の先端には、それぞれ上述のホイールシリンダ26，28が接続されている。液通路36，38の分岐位置より下流側の部分には、それぞれ、保持弁としての電磁開閉弁44が設けられ、各ホイールシリンダ22～28とリザーバ46とを接続する液通路47の途中には、それぞれ減圧弁としての電磁開閉弁48が設けられている。保持弁44をバイパスするバイパス通路の途中には、ホイールシリンダ22～28からマスタシリンダ12に向かう作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する逆止弁49が設けられ、電磁開閉弁44が閉状態にある場合にブレーキペダル10の踏み込みが緩められた場合に、ホイールシリンダ内の作動液が早急に戻されるようになっている。

また、リザーバ46からは、汲上通路50が延び出させられており、その途中に2つの逆止弁52, 54, ポンプ56, ダンパ58が設けられている。ダンパ58により、ポンプ56から吐出された作動液の脈動が抑制される。ポンプ56は電動モータ60の駆動によって作動させられる。

液通路36の分岐部分より上流側には、電磁開閉弁62が設けられ、電磁開閉弁62の下流側には、ストローク制御用シリンダ64が接続されているが、これらについては後述する。

#### 【0006】

サーボ系には、ポンプ70, アキュムレータ72, 増圧制御弁74, 減圧制御弁75, マスタリザーバ76および補助シリンダ78等が含まれる。これらと、後述するが、コンピュータを主体とする液圧制御装置80の増圧制御弁74, 減圧制御弁75を制御する部分等によって駆動力補助装置81が構成される。マスタリザーバ76の作動液が、ポンプ70によって加圧されてアキュムレータ72に蓄えられる。アキュムレータ72に蓄えられた作動液の液圧が設定範囲内にあるか否かが圧力スイッチ82によって検出され、その圧力スイッチ82の状態に基づいてポンプ70を駆動する電動モータ84が制御されることにより、アキュムレータ72にほぼ一定の範囲内の液圧の作動液が蓄えられることになる。

圧力スイッチ82は、図示しないが、複数のスイッチ部を有するものであり、アキュムレータ圧が低下し、第一設定圧以下になると、ON状態からOFF状態に切り換わり、アキュムレータ圧が上昇し、第一設定圧より大きい第二設定圧以上になると、OFF状態からON状態に切り換わる。ON状態からOFF状態に切り換わった場合に電動モータ84が作動され、OFF状態からON状態に切り換わった場合に停止させられるようにすれば、すなわち、OFF状態にある間駆動されるようにすれば、アキュムレータ圧を第一設定圧と第二設定圧との間の設定範囲内の液圧に保持することができる。

#### 【0007】

圧力スイッチ82の作動特性を図7に示し、電動モータ84の制御プログラムを表すフローチャートを図8に示す。前述のように、ステップ1（以下、S1と略称する。他のステップについても同様とする。）において、電動モータ84が

作動状態にあるか否かが判定される。作動状態でない場合（非作動状態である場合）には、S2において、圧力スイッチ82がON状態かOFF状態かが判定される。電動モータ84が非作動状態にあり、ON状態の場合には非作動状態に保たれるが、OFF状態の場合にはS3において作動させられる。それに対して、電動モータ84が作動状態にある場合には、S4において、同様に、圧力スイッチ82がON状態かOFF状態かが判定される。ON状態の場合には、S5において、電動モータ60は非作動状態にされるが、OFF状態の場合には、作動状態に保たれる。

なお、ポンプ70の吐出口とリザーバ76との間には、リリーフ弁86が設けられ、吐出圧が過剰に高くなることが回避される。

#### 【0008】

補助シリンダ78は、シリンダ本体90と、そのシリンダ本体90に対して液密かつ摺動可能に配設された補助ピストン92と、補助ピストン92とシリンダ本体90との間に配設されたリターンスプリング94とを含むものであり、図2に示すように、補助ピストン92のピストンロッド95はブレーキペダル10の支点96に対してペダルパッド97が設けられた側とは反対側において連携させられている。それに対して、前述のマスタシリンダ12の加圧ピストン34のピストンロッド98は、ペダルパッド97と同じ側において連携させられている。ブレーキペダル10の支点96からペダルパッド97までの距離が距離 $L_F$ であり、支点96から加圧ピストン34のピストンロッド98の連携位置までの距離が距離 $L_M$ であり、支点96からこれら加圧ピストン34、ペダルパッド97が設けられている側とは反対側に距離 $L_S$ 隔たって、補助ピストン92のピストンロッド95が連携させられているのである。

本実施形態においては、加圧ピストン34、補助ピストン92の両ピストンロッド98、95が、ブレーキペダル10に相對回動可能に、かつ、長手方向の相對移動が許容された状態で連携させられている。ブレーキペダル10に形成された長穴99aにおいてピン99bを介して係合させられるのであり、その結果、支点96からそれぞれの連携位置までの距離 $L_M$ 、 $L_S$ が一定に保たれた状態で、直線的に運動可能とされる。

## 【0009】

上記シリンダ本体 90 と補助ピストン 92 とによって形成された空間のうち、リターンスプリング 94 が配設されているスプリング室は大気に連通させられ、そのスプリング室とは反対側の液圧室には上述のアキュムレータ 72、マスタリザーバ 76 が、それぞれ、増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 を介して接続されている。この液圧室を補助加圧室 100 と称するが、補助加圧室 100 の液圧は、増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 の制御によって制御される。

## 【0010】

増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 は構造が同じものであるため、増圧制御弁 74 について説明し、減圧制御弁 75 についての説明を省略する。増圧制御弁 74 は、ポンプ 70 の吐出口と補助加圧室 100 との間に設けられたものであり、図 11 に示すように、シーティング弁 101 と、コイル 102 を含む電磁駆動力発生装置 103 と、スプリング 104 とを備えたものである。シーティング弁 101 は、弁子 105 と弁座 106 とを含むものであり、前後の液圧差に応じた差圧作用力が、弁子 105 を弁座 106 から離間する方向に作用する。スプリング 104 は、弁子 105 を弁座 106 に着座させる方向に付勢するものである。また、上記コイル 102 に電流を供給すると電磁駆動力が発生させられるが、電磁駆動力は、弁子 105 を弁座 106 から離間する方向に作用する。電磁駆動力は、コイル 102 に供給する電流を制御することによって制御することができる。このように、増圧制御弁 74 には、差圧作用力と、電磁駆動力と、スプリング 104 の付勢力とが作用するが、差圧作用力と電磁駆動力とは同じ方向、すなわち、弁子 105 を弁座 106 から離間する方向に作用し、スプリング 104 の付勢力が、弁子 105 が弁座 106 に着座する方向に作用する。そのため、差圧作用力と電磁駆動力との合力がスプリング 104 の付勢力より大きい間、弁子 105 が弁座 106 から離間させられ、ポンプ 70 から補助加圧室 100 への作動液の流れが許容され、補助加圧室 100 の液圧が高くなる。電磁駆動力が大きい場合は小さい場合より、差圧が小さくても作動液の流れが許容されることになる。同様に、減圧制御弁 75 に含まれるコイル 102 に供給される電流が大きくなれば、補助加圧室 100 の液圧が低くなる。



## 【0011】

前記リターンスプリング94は、ブレーキペダル10の踏込みが解除された場合に補助ピストン92を原位置に戻すために設けられたものであるが、リターンスプリング94によって、補助ピストン92のみでなく、ブレーキペダル10も原位置に戻されるため、リターンスプリング94はブレーキペダル10のリターンスプリングの機能も備えていることになる。ブレーキペダル10の原位置は図示しないストッパにより規定されている。

## 【0012】

本実施形態においては、補助加圧室100とマスタシリンダ12の加圧室32との間に、常開弁である電磁開閉弁108が設けられている。ブレーキペダル10が操作された場合において、駆動力補助装置81が正常な場合には、ソレノイドに励磁電流が供給されて、これらを遮断する遮断状態に切り換えられるが、駆動力補助装置81に異常が生じた場合には、連通状態に戻される。本実施形態においては、駆動力補助装置81において電気系統の異常が生じた場合、すなわち、モータ84が正常に作動できなくなった場合、減圧制御弁74、増圧制御弁75が正常に作動できなくなった場合に、第1異常が生じたとされ、ソレノイドに電流が供給されなくなることにより、連通状態に戻されるのである。第1異常が生じた場合には、補助シリンダ78の作動は正常である。

駆動力補助装置81のうち、補助加圧室100の液圧を制御する部分を、補助駆動力制御装置109と称し、第1異常は、補助駆動力制御装置109の異常であると考えることができる。補助駆動力制御装置109は、動力式液圧源と称することもできる。なお、補助加圧室100の液圧が設定値以下になった場合、圧力スイッチ82のOFF状態が設定時間以上続いた場合等に第1異常が生じたと検出することもでき、この場合には、液漏れに起因して補助加圧室100の液圧が制御できない場合も検出し得る。

## 【0013】

前述のストローク制御用シリンダ64は、シリンダ本体110と、シリンダ本体110に対して摺動可能に設けられた制御用ピストン114とを含むものであり、シリンダ本体110と制御用ピストン114とによって2つの液室116、

118が形成される。一方の液室116が、前述の液通路36に接続され、他方の液室118には、増圧制御弁122を介してアキュムレータ72が接続されるとともに、減圧制御弁124を介してマスタリザーバ76が接続される。以下、一方の液室116を容積可変室と称し、他方の液室118を容積制御室と称する。容積可変室116にはリターンスプリング126が設けられ、制御用ピストン114が図の左方へ付勢されている。

【0014】

増圧制御弁122、減圧制御弁124は、上述の増圧制御弁74、減圧制御弁75と同じ構造のものであり、ソレノイドへの励磁電流の制御により、容積制御室118の液圧が制御される。

容積制御室118の液圧により制御用ピストン114の釣合い位置が右方へ移動させられれば、容積可変室116の容積が小さくなり、容積可変室116の作動液が加圧室30に供給される。釣合い位置が左方へ移動させられれば、加圧室30から作動液が取り去られる。ブレーキペダル10が操作されると、操作に伴って加圧ピストン34が左方へ移動させられ、加圧室30の容積が減少させられることになるが、この際、加圧室30に作動液が供給されれば、ストロークが小さくなり、作動液が取り去られればストロークは大きくなる。容積可変室116から加圧室30への作動液供給量が大きい場合は小さい場合より、加圧ピストン34のマスタシリンダ本体に対する相対位置が右方へ位置することになり、操作ストロークが小さくなる。逆に、加圧室30からの作動液流出量が大きい場合は小さい場合よりストロークが大きくなる。

【0015】

このように、容積制御室118の液圧を制御することにより、容積可変室116の容積が制御されるとともに加圧室30との間の作動液の授受量が制御され、操作ストロークが制御されることになる。なお、ブレーキペダル10が踏み込まれていない場合には、制御用ピストン114は中立位置に保たれる。容積制御室118の液圧は、この制御用ピストン114の中立位置において、リターンスプリング126の付勢力とつり合う大きさに保たれるのである。これらストローク制御用シリンダ64、増圧制御弁122、減圧制御弁124、アキュムレータ7

2, ポンプ70, 電動モータ84, マスタリザーバ76, 液圧制御装置80の増圧制御弁124, 減圧制御弁122を制御する部分等により、ストローク制御装置128が構成される。

【0016】

また、電磁開閉弁62は、常開弁であり、駆動力補助装置81が正常な場合は連通状態に保たれるが、駆動力補助装置81に異常が生じた場合、すなわち、アキュムレータ72, ポンプ70が正常で、増圧制御弁74, 減圧制御弁75に異常が生じた場合に、遮断状態に切り換えられる。補助シリンダ78の補助加圧室100の液圧は制御できないが、アキュムレータ72, ポンプ70等が正常であれば、容積制御室118の液圧は、増圧制御弁122, 減圧制御弁124の制御により制御可能であり、容積制御室118の液圧の制御により、容積可変室116の容積を小さくし、液圧を加圧室30の液圧より高くすることができる。この異常を第2異常と称するが、第2異常は、例えば、圧力スイッチ82がON状態であるにもかかわらず、補助加圧室100の液圧が設定値より小さいこと等により検出することができる。ホイールシリンダ22, 24に加圧室30の液圧より高い液圧の作動液を供給することが可能となる。ホイールシリンダ26, 28には、加圧室32の液圧がそのまま供給される。

【0017】

前記液圧制御装置80は、CPU130, RAM131, ROM132, 入力部133, 出力部134等を含むコンピュータを主体とするものであり、入力部133には、各車輪の回転速度を検出する車輪速センサ140~146、ブレーキペダル10の踏力を検出する踏力センサ148、操作ストロークを検出するストロークセンサ150、補助加圧室100の液圧を検出する補助液圧センサ152、容積制御室118の液圧を検出するストローク制御用液圧センサ154、マスタシリンダ12の液圧を検出するマスタ圧センサ156等が接続され、出力部134には、増圧制御弁74, 122、減圧制御弁75, 124のソレノイド、電磁開閉弁44, 48のソレノイド、電磁開閉弁62, 108のソレノイド等が図示しない駆動回路を介して接続されるとともに、電動モータ60, 84等が図示しない駆動回路等を介して接続されている。ROM132には、前述の図7の

フローチャートで表される電動モータ制御プログラム、フローチャートの図示は省略するが、アンチロック制御プログラム、補助加圧室100の液圧を制御する補助駆動力制御プログラム、容積制御室118の液圧を制御するストローク制御プログラム、電磁開閉弁制御プログラム等種々の制御プログラム、図3、4のグラフで表される制御マップ等が格納されている。

【0018】

踏力センサ148は、ペダルパッド97に加えられた運転者の踏力を検出するものであり、例えば、ペダルパッド97に取り付けられた弾性部材の変形量等に基づいて検出することができる。

マスタ圧センサ156は、加圧室30の液圧を検出するものであるが、本実施形態においては、液通路36の電磁開閉弁62の下流側に設けられているため、電磁開閉弁62が遮断状態にある場合には加圧室30の液圧を検出することはできない。しかし、電磁開閉弁62が遮断状態に切り換えられるのは、異常時であるが、異常時に、マスタシリンダ液圧が検出されなくても、差し支えない。

容積制御室118の液圧とマスタ加圧室30の液圧とに基づいてマスタ加圧室30との間の作動液授受量が取得される。また、補助加圧室100の液圧に基づいて補助ピストン92に作用する補助液圧駆動力が取得され、ブレーキペダル10を介して加圧ピストン34に加えられる補助駆動力が取得される。本実施形態においては、運転者によるブレーキペダル10の踏力とマスタシリンダ液圧との関係が図3のグラフで表されるように、補助加圧室100の液圧が制御される一方、ストロークとマスタシリンダ液圧との関係が図4のグラフで表されるように、容積制御室118の液圧が制御される。

車輪速センサ140～146によって検出された車輪速度に基づいて、推定車体速度、各車輪14～20のスリップ状態が取得され、これらに基づいてアンチロック制御が行われる。

【0019】

以上のように構成された液圧ブレーキ装置における作動について説明する。

ブレーキペダル10が踏力Fで踏み込まれた場合において、駆動力補助装置81が正常な場合には、電磁開閉弁108は遮断状態に切り換えられ、電磁開閉弁

62は図示する連通状態に保たれる。補助加圧室100の液圧の制御により補助駆動力が制御され、容積制御室118の液圧の制御によりストロークが制御される。

まず、補助加圧室100の液圧が液圧 $P_S$ に制御され、加圧室の液圧が液圧 $P_M$ になった場合について図2に基づいて説明する。前述のように、本実施形態においては、加圧ピストン34の受圧面積 $S_M$ が補助ピストン92の受圧面積 $S_S$ より大きくされている( $S_M > S_S$ )。また、受圧面積と支点96からの距離との積についても、補助シリンダ90についての積よりマスタシリンダ12についての積の方が大きくされている( $S_M L_M > S_S L_S$ )。

【0020】

ブレーキペダル10の支点96回りのモーメントの釣り合いを考えると、式

$$F_S \times L_S + F \times L_F = F_M \times L_M$$

が成立する。ここで、力 $F_S$ は補助加圧室100の液圧により補助ピストン90に加えられる補助液圧駆動力であり、この補助液圧駆動力 $F_S$ がブレーキペダル10に加えられることになる。力 $F_M$ はマスタシリンダ12の加圧ピストン34に加えられるブレーキ力であるが、加圧室の液圧により加圧ピストン34を介してブレーキペダル10に加えられる反力でもある。ブレーキ力 $F_M$ は、式

$$F_M = F_S \times L_S / L_M + F \times L_F / L_M$$

で表される。この式における第1項( $F_S \times L_S / L_M$ )は、補助液圧駆動力により加圧ピストン34に加えられる力であり、補助駆動力と称する。第二項( $F \times L_F / L_M$ )は踏力 $F$ によって加圧ピストン34に加えられる力であり、主駆動力と称する。このように、加圧ピストン34には主駆動力とは別に補助駆動力が付与されるため、その分、大きなブレーキ力を得ることができる。

【0021】

それに対して、補助液圧駆動力 $F_S$ の大きさは、式、

$$F_S = P_S \times S_S$$

で表され、ブレーキ力 $F_M$ の大きさは、式

$$F_M = P_M \times S_M$$

で表される。その結果、マスタシリンダ12の液圧 $P_M$ は、

$$P_M = P_S \times S_S \times L_S / (L_M \times S_M) + F \times L_F / (L_M \times S_M)$$

と表されることになる。踏力Fが検出され、それに応じて、図3で表される制御マップに従ってマスタシリンダ圧 $P_M$ が決まれば、制御対象である補助加圧室100の液圧 $P_S$ の大きさが決まり、その値 $P_S$ となるように増圧制御弁74、減圧性弁75が制御される。

また、補助加圧室100の液圧 $P_S$ をマスタシリンダ12の液圧 $P_M$ の $\alpha$ 倍( $\alpha \times P_M$ )となるように制御すれば、液圧 $P_M$ は、

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M - \alpha \times L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなり、ブレーキ力 $F_M$ は、式

$$F_M = F \times L_F \times S_M / (L_M \times S_M - \alpha \times L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなる。上式より、 $\alpha$ が0(補助駆動力が0)の場合より、倍力率が大きくなることがわかる。

#### 【0022】

本実施形態においては、前述のように、補助加圧室100の液圧が、加圧室30の液圧 $P_M$ と踏力Fとが、図3のグラフで表される関係(マスタ加圧特性)を有するように制御される。踏力Fが小さい場合はブレーキの効きがよくなるように、すなわち、踏力Fの1/2次関数または2/3次関数で表される関係を有するように制御される。これにより、ジャンピング効果を享受することができる。また、踏力Fが通常の高さ以上の範囲においては、二次関数で表される関係を有するように制御される。踏力Fがそれほど大きくない範囲内にある場合においては、運転者による制御性を向上させるために、踏力変化量に対するブレーキ力変化量が小さい(ブレーキ感度が低い)方が望ましく、踏力Fが大きい場合には、ブレーキ力が大きく、ブレーキ感度が高い方が望ましいのである。

容積制御室118の液圧は、加圧室30の液圧 $P_M$ とストロークSとが、図4のグラフで表される関係(マスタ加圧特性)を有するように制御される。ストロークが小さい場合は運転者による制御性を向上させ、ストロークが大きい場合はストロークの増加量に対するブレーキ力の増加量が大きいことが望ましいため、ストロークと液圧 $P_M$ との関係が二次関数で表される関係になるように制御されるのである。ストロークは、ストロークセンサ150によって検出される。

【0023】

また、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と踏力  $F$  との関係、ストローク  $S$  との関係の両方をそれぞれ制御すれば、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と仕事率（効率）との関係や剛性との関係を制御することも可能である。

簡単のため、補助加圧室 100 の液圧が、加圧室の液圧  $P_M$  と踏力  $F$  とが、式

$$P_M = k \times F^2$$

で表される関係を有するように制御され、容積制御室 118 の液圧が加圧室の液圧  $P_M$  とストローク  $S$  とが、式

$$P_M = k' \times S^2$$

で表される関係を有するように制御された場合について説明する。ここで、 $k$ 、 $k'$  は定数であるが、補助加圧室 100 の液圧の制御により、自由に変更し得る値である。この場合には、仕事率  $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$  は、図 5 のグラフで表されるように一定値  $\sqrt{(k k')}$  となり、剛性  $(dF / dS)$  も、グラフの図示は省略するが、一定値  $\sqrt{(k' / k)}$  となる。

このように制御すれば、仕事率が一定に保たれるため、運転者の仕事増加量（操作増加量）に対するブレーキ力の増加量が一定とされ、一定したブレーキ効き感が得られる。また、剛性も一定に保たれるため、運転者の感じるブレーキの堅さも一定に保たれる。さらに、定数  $k$ 、 $k'$  の大きさを変更すれば、これら一定値  $\sqrt{(k k')}$ 、 $\sqrt{(k' / k)}$  の大きさを変更することができ、全体のブレーキ効き感を変更することもできる。

【0024】

それに対して、マスタシリンダ液圧  $P_M$  と踏力  $F$  とが、式

$$P_M = k \times F^{2/3}$$

で表される関係を有するように、マスタシリンダ液圧  $P_M$  とストローク  $S$  とが、式

$$P_M = k' \times S^2$$

で表される関係を有するように制御された場合には、仕事率は、液圧  $P_M^{-1}$  の関数  $\{\sqrt{(k^3 k')} / 2 P_M\}$  となり、剛性は、図 6 に示すように、液圧  $P_M$  の一次関数  $\{3\sqrt{(k' / k^3)} \times P_M\}$  となる。

このように制御すれば、ブレーキ力が小さい場合は大きい場合より仕事率が大きくなるため、操作増加量に対するブレーキ力の増加量が大きく、ブレーキの効きが良いと感じられることになる。また、剛性がブレーキ力の増加に伴って大きくなるため、ブレーキが堅く感じられるようになる。

【0025】

また、マスタシリンダ液圧 $P_M$ と踏力 $F$ との関係、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とストローク $S$ との関係が、それぞれ、一般的な二次関数

$$P_M = k (F - a)^2 + b$$

$$P_M = k' (S - c)^2 + d$$

で表される関係となるように制御された場合について説明する。ここで、 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ は定数であるが、補助加圧室100の液圧の制御により自由に変更し得る値である。この場合に、剛性 $(dF/dS)$ は、

$$dF/dS = \sqrt{\{k' (P_M - d) / k (P_M - b)\}}$$

となる。この式において、定数 $b = d$ とすれば、式の値が一定値 $\sqrt{(k' / k)}$ となることがわかる。また、仕事率 $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$ は、 $\sqrt{(P_M - b)}$ を $X$ とし、 $\sqrt{(P_M - d)}$ を $Y$ とした場合、式  

$$\text{仕事率} = 2\sqrt{(kk')} XY / (X^2 + Y^2 + a\sqrt{k}X + c\sqrt{k'}Y)$$
 となる。ここで、定数 $a$ 、 $c$ を0とし、かつ、 $X = Y$  ( $b = d$ ) とすれば、式の値は一定値 $\sqrt{(kk')}$ となる。また、定数 $a$ 、 $c$ 、 $d$ を0とすれば、 $2\sqrt{(kk')} \sqrt{\{P_M (P_M - b)\}} / (2P_M - b)$ となる。

【0026】

同様に、マスタシリンダ液圧 $P_M$ と踏力 $F$ との関係、マスタシリンダ液圧 $P_M$ とストローク $S$ との関係が、式

$$P_M = k (F - a)^{2/3}$$

$$P_M = k' (S - c)^2 + d$$

で表されるように、一般的な2/3次関数、二次関数で表される関係になるように制御された場合には、剛性 $(dF/dS)$ は、

$$dF/dS = 3\sqrt{(k' / k^3)} \times \sqrt{\{P_M (P_M - d)\}}$$

となる。この式をテイラ展開すると、式



$$dF/dS \doteq 3\sqrt{(k'/k^3)} \times (P_M - d/2)$$

となり、マスタシリンダ液圧  $P_M$  の一次関数になる。定数  $d$  を0とした場合にも、液圧  $P_M$  の一次関数になることが明らかである。ブレーキ力が大きくなると、剛性が大きくなる。

また、仕事率  $\{dP_M / (F \times dS + S \times dF)\}$  は、 $\sqrt{(P_M - d)}$  を  $M$  とし、 $\sqrt{P_M}$  を  $N$  とした場合に、式

$$2k\sqrt{(kk')}M / (N^3 + ak^{3/2} + 3c\sqrt{k'}MN + 3M^2N)$$

で表される。ここで、定数  $c$ 、 $d$  を0とすれば、仕事率は、

$$2k\sqrt{(kk')} / (4P_M + ak^{3/2} / \sqrt{P_M})$$

となる。

【0027】

なお、補助加圧室100の液圧制御、容積制御室118の液圧制御は、上述の場合に限らず、他の態様で行うこともできる。例えば、踏力  $F$  と液圧  $P_M$  との関係、ストローク  $S$  と液圧  $P_M$  との関係を、全領域において同じにしなくても、複数の領域に分けて、それぞれの領域において異なる関係を有するように制御することもできる。

また、踏力、ストロークに加えて、車速やブレーキペダル10の踏込速度を考慮することもできる。図9のグラフで表されるように、車速が大きい場合にブレーキ力がさらに大きくなるように制御することもできる。図に示す破線は、踏力との関係に基づいて制御された液圧  $P_M$  (図3のグラフで表される関係に基づいて制御された液圧  $P_M$ ) を表している。車速が大きい場合にブレーキ力を大きくすることができ、車両を良好に停止させることができる。車速は、制動中の車速であっても、制動開始時の車速であってもよい。

さらに、図10のグラフで表されるように、ブレーキペダル10の踏込速度が大きい場合にブレーキ力がさらに大きくなるように制御することができる。踏込速度が大きい場合は、緊急度が高く、運転者が早急に車両を停止させることを望んでいるからである。踏込速度は、踏力センサ148の出力信号の変化速度に基づいて取得することができるが、補助加圧室100の液圧  $P_S$  が一定の場合におけるマスタシリンダ液圧の変化速度に基づいて取得することもできる。また、ス

トロックセンサ 150 の出力信号の変化速度に基づいて取得することもできるが、この場合には、容積制御室 118 の液圧が一定に保たれていることが望ましい。

#### 【0028】

また、補助加圧室 100、容積制御室 118 の液圧制御は、路面の摩擦係数  $\mu$ 、作動液の粘度等に基づいて行うこともできる。例えば、摩擦係数  $\mu$  が小さい場合は大きい場合より、ブレーキ感度を低くしたり、補助駆動力を小さくしたりすることができ、粘度が高い場合は低い場合より、伝達遅れを考慮して補助駆動力を大きめにしてマスタシリンダ液圧を高めにする事ができる。さらに、補助加圧室 100 と容積制御室 118 との両方の液圧制御を行うことは不可欠ではなく、補助加圧室 100 の液圧制御のみでも、容積制御室 118 の液圧制御のみでもよい。

なお、ブレーキペダル 10 の踏込みが解除された場合には、補助加圧室 100 の作動液は、減圧制御弁 75 を経てリザーバ 76 に戻される。減圧制御弁 75 は、予め定められた設定時間だけ連通状態に保たれるようにされている。

#### 【0029】

また、駆動力補助装置 81 を自動ブレーキとして作動させることもできる。すなわち、接近センサ等を搭載し、接近センサにより車両の前方の衝突危険範囲内に人、物等が存在することが検出された場合に、補助加圧室 100 の液圧を高くして、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていなくても、ブレーキを作動させるのである。補助加圧室 100 の液圧により、ブレーキペダル 10 を増圧方向へ回動させるとともに加圧ピストン 34 を前進させ、運転者がブレーキペダル 10 を踏み込まなくても、加圧室 30、32 に液圧を発生させ、ブレーキ力を発生させることができる。

#### 【0030】

それに対して、車輪の制動スリップ状態が路面の摩擦係数に対して過大になると、アンチロック制御が行われる。各ホイールシリンダ 22～28 がマスタシリンダ 12 に連通させられた状態で、各車輪 14～20 の制動スリップ状態がそれぞれ適正状態に保たれるように、電磁開閉弁 44、48 が制御される。本実施形

態においては、アンチロック制御中には、補助加圧室 100 の液圧が予め定められた一定の低めの値に制御される。補助駆動力を一定の値に保てば、アンチロック制御への影響を小さくすることができる。

### 【0031】

次に、駆動力補助装置 81 に異常が生じた場合について説明する。前述のように、駆動力補助装置 81 に第 1 異常が生じた場合には、電磁開閉弁 108 が連通状態に戻され、増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 へ電流が供給されなくなる。補助加圧室 100 はアキュムレータ 72 からマスターバ 76 から遮断される一方加圧室 32 に連通させられる。ブレーキペダル 10 が踏み込まれると、補助加圧室 100 には、加圧室 32 から作動液が供給され、それにより、補助ピストン 92 が移動させられる。ブレーキペダル 10 の踏み込みが緩められた場合には、補助加圧室 100 の作動液は加圧室 32 に戻され、マスターバ 76 に戻される。補助加圧室 100 が加圧室 32 に連通させられない場合には、補助加圧室 100 における作動液の流出・流入が阻止され、補助ピストン 92 の移動が阻止されて、ブレーキペダル 10 の操作が不可能になるおそれがあるが、本実施形態においては、加圧室 32 との間で作動液の流出・流入が許容されるため、ブレーキペダル 10 が操作不能になることが回避される。

### 【0032】

電磁開閉弁 108 が連通状態に切り換えられ、補助加圧室 100 が加圧室 32 に連通させられると、補助加圧室 100 と加圧室 32 とで液圧は同じ高さとなり、その液圧  $P_M'$  は、式

$$P_M' = F \times L_F / (L_M \times S_M - L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなる。ここで、本実施形態においては、前述のように、 $L_M \times S_M > L_S \times S_S$  の関係が成立するようにされているため、液圧  $P_M'$  が負の値になることが回避される。すなわち、加圧室 32 と補助加圧室 100 とを連通させると、加圧室 32 から補助加圧室 100 に作動液が流出させられることになるが、それによって加圧室 32 の圧力が負の値になり、ホイールシリンダ 26、28 から作動液が逆流することはないのであり、ホイールシリンダ 26、28 への作動液の供給が支障なく行われる。

【0033】

さらに、補助駆動力が0の場合における加圧室32の液圧 $P_M$ は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M)$$

で表される大きさとなる。そこで、加圧室32と補助加圧室100とが連通させられた場合の加圧室の液圧 $P_M'$ を、上述の液圧 $P_M$ を用いると、式

$$P_M' = P_M \times L_M \times S_M / (L_M \times S_M - L_S \times S_S)$$

で表される大きさとなる。このように、電磁開閉弁108を連通状態にした場合における液圧 $P_M'$ の補助駆動力が0の場合の液圧 $P_M$ に対する比率は、

$$P_M' / P_M = 1 / \{1 - (L_S \times S_S / L_M \times S_M)\}$$

となる。上述のように、 $(L_S \times S_S / L_M \times S_M)$ が1より小さいため、この比率は1より大きくなることが明らかである。駆動力補助装置81の異常時に、加圧室32と補助加圧室100とを連通させれば、補助駆動力が0の場合よりブレーキ力を大きくすることができるのである。

それに対して、電磁開閉弁62は連通状態に保たれ、容積制御室118の液圧が保持される。増圧制御弁122、減圧制御弁124への供給電流も0にされ、ストロークの制御は行われなくなる。

【0034】

補助駆動装置81に第2異常が生じた場合には、電磁開閉弁62は遮断状態に切り換えられる。また、増圧制御弁74、減圧制御弁75に電流が供給されなくなり、電磁開閉弁108は上述の場合と同様に連通状態に切り換えられる。容積可変室116をマスタシリンダ12から遮断した状態で、容積制御室118の液圧の制御により、容積可変室116の液圧を加圧室30の液圧より大きくすることが可能なのであり、ホイールシリンダ22、24の液圧をマスタシリンダ12の液圧より大きくすることができる。ストローク制御用シリンダ64は、増圧装置の機能も備えたものである。

また、電磁開閉弁62は、補助シリンダ78に異常が生じ、作動不能となった場合に、遮断状態に切り換えられるようにすることもでき、同様に、ホイールシリンダ22、24の液圧を大きくすることができる。このことは、例えば、踏力が設定値より大きいにも係わらず、マスタ液圧や補助液圧が設定液圧より小さい

こと等により検出することができる。この場合には、電磁開閉弁 108 は遮断状態に保つことが望ましく、加圧室 32 の作動液の補助加圧室 100 への流出を抑制し得る。

## 【0035】

以上のように、本実施形態においては、補助加圧室 100 の液压が電氣的に制御されるため、補助駆動力を電氣的に制御することができ、マスタシリンダ液压を踏力に単純に比例した大きさとは異なる大きさに制御することもできる。マスタシリンダ液压と踏力との関係を自由に変更することができるのである。また、ストローク制御装置 128 が設けられており、そのストローク制御用シリンダ 64 の容積制御室 118 の液压も電氣的に制御されるようにされているため、マスタシリンダ液压とストロークとの関係も自由に制御することができる。さらに、ストローク制御装置 128 を増圧装置として機能させることができるため、構造を複雑にすることなく、異常時に大きなブレーキ力を得ることが可能となる。また、電磁開閉弁 108 が、補助駆動力制御装置 109 に異常が生じた場合に、連通状態に切り換えられるため、踏力を倍力することができるという利点がある。この場合に、アキュムレータ 72 から高压の作動液を供給可能な状態にあれば、電磁開閉弁 62 を遮断状態に切り換えることによって、ホイールシリンダ 22, 24 の液压を大きくすることができる。

## 【0036】

本実施形態においては、電磁制御弁装置が、増圧制御弁 74 および減圧制御弁 75 等によって構成され、液压制御装置 80 のうちの、これら増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75 を制御する部分等により、制御弁装置制御装置が構成される。また、異常時マスタ連通装置が、電磁開閉弁 108 等により構成される。ストローク制御装置 128 によってストロークが制御されれば、マスタシリンダ 12 の加圧特性が制御されることになるため、ストローク制御装置 128 はマスタ加圧特性制御装置の一態様である。同様に、マスタ加圧特性は、駆動力補助装置 81 における補助駆動力の制御によっても制御されるため、補助駆動力制御装置 109 を含む駆動力補助装置 81 はマスタ加圧特性制御装置の一態様でもある。本実施形態においては、ストローク制御装置 128 と駆動力補助装置 81 との両方にお

ける制御によってマスタシリンダ 12 の加圧特性が制御されるようにされているため、これらストローク制御装置 128 と駆動力補助装置 81 とによってマスタ加圧特性制御装置が構成されることができ、上述のように、これらのうちのいずれか一方における制御によってもマスタ加圧特性を制御することが可能であるため、各々がマスタ加圧特性制御装置を構成すると考えることもできる。そして、ストローク制御装置 128 のうち、液圧制御装置 80 の容積制御室 118 の液圧を制御する部分等により作動液授受量制御装置が構成され、異常時マスタ加圧室遮断装置が、電磁開閉弁 62 および液圧制御装置 80 のうちの電磁開閉弁 62 を制御する部分等により構成される。

## 【0037】

なお、上記実施形態においては、補助加圧室 100 の液圧、容積制御室 118 の液圧が、踏力、ストロークとマスタシリンダ液圧とが、図 3、4 のグラフで表される関係を有するように制御されたが、踏力、ストロークに応じた減速度が得られるように制御することもできる。この場合には、減速度センサが設けられる。ホイールシリンダ液圧センサを設ければ、ホイールシリンダ液圧との関係に基づいて制御することもできる。

また、上記実施形態においては、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合には、ストローク制御用シリンダ 64 の容積制御室 118 の液圧が、制御用ピストン 114 を中立位置において静止させ得る大きさに保たれていた。すなわち、リターンスプリング 126 の付勢力と釣合う大きさに保たれていたが、容積制御室 118 に、制御用ピストン 114 の中立位置においてリターンスプリング 126 の付勢力と釣り合う付勢力を有するスプリングを配設すれば、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合に、容積制御室 118 の液圧を大気圧まで低下させることができる。ブレーキペダル 10 の踏込みが解除された場合に予め定められた設定時間の間、減圧制御弁 124 のソレノイドへの励磁電流を最大として、容積制御室 118 の作動液をマスタリザーバ 78 に戻しておくのであり、ブレーキペダル 10 の踏込みが解除された後に、容積制御室 118 の液圧を制御する必要がなくなるという利点がある。

## 【0038】

さらに、液圧ブレーキ装置の構造は、上記実施形態におけるものに限らず、他の構造とすることもできる。その一例を図 12 に示す。この液圧ブレーキ装置においては、ストローク制御用シリンダ 64 の容積可変室 116 が液通路 165 を介して加圧室 30 に接続されるとともに、液通路 166 を介して液通路 36 に接続されている。液通路 165 には常開弁である電磁開閉弁 168 が設けられている。第 2 異常が生じた場合には、電磁開閉弁 168 が遮断状態に切り換えられ、容積可変室 116 と加圧室 30 とが遮断される。容積可変室 116 の液圧が加圧室 30 より高くされて、液通路 166、36 を介してホイールシリンダ 22、24 に伝達される。

## 【0039】

また、ストローク制御用シリンダを、図 13 に示す構造のものとすることもできる。ストローク制御用シリンダ 170 は、シリンダ本体 172 と、本体 172 に摺動可能に設けられたストローク制御用ピストン 174 とを含むものである。シリンダ本体 172 の内部には小径部 175 と大径部 176 とを有する段付き穴が形成され、小径部 174 には小径ピストン 180 が摺動可能に配設され、大径部 176 には大径ピストン 182 が摺動可能に配設され、これら小径ピストン 180 と大径ピストン 182 とが連結ロッド 184 によって連結され、一体的に移動可能とされている。小径ピストン 180、大径ピストン 182、連結ロッド 184 等によってストローク制御用ピストン 174 が構成されるのである。小径部 175 の小径ピストン 180 の加圧室 30 側の液室が容積可変室 188 であり、小径ピストン 180 と大径ピストン 182 との間の液室が容積制御室 190 である。容積制御室 190 には、上記実施形態における場合と同様に、増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 を介してアキュムレータ 72、マスタリザーバ 76 が接続されている。また、大径部 176 の大径ピストン 182 に対する容積制御室 190 の反対側の室は大気に連通させられるとともに、スプリング 192 が配設されている。スプリング 192 は、ストローク制御用ピストン 174 を容積可変室 188 の容積を減少させる方向に付勢するものである。

## 【0040】

ブレーキペダル 10 が踏み込まれていない場合には、制御用ピストン 174 が

中立位置に静止させられている。容積制御室 190 の液圧が、制御用ピストン 174 が中立位置にある状態において、スプリング 192 の付勢力とつり合う大きさに保たれるのである。この制御用ピストン 174 が中立位置にある状態から、容積制御室 190 の液圧を高くすれば、制御用ピストン 174 は図の左方へ移動させられ、容積可変室 188 の容積が大きくなり、加圧室 30 から作動液が流出させられる。容積制御室 190 の液圧を低くすれば、制御用ピストン 174 は右方へ移動させられ、容積可変室 188 の容積が小さくなり、加圧室 30 に作動液が供給されることになる。このように、容積制御室 190 の液圧の制御により、容積可変室 188 の容積が制御され、加圧室 30 との間の作動液の授受量が制御されるのである。

前述のように、本実施形態においては、スプリング 192 が制御用ピストン 174 を容積可変室 188 の容積を減少させる方向の付勢力を付与する状態で設けられているため、容積制御室 190 の液圧が低くなった場合には、制御用ピストン 174 は、右方へ移動させられることになる。そのため、ポンプ 70、アキュムレータ 72、増圧制御弁 122、減圧制御弁 124 の異常等により、容積制御室 190 の液圧が低くなっても、ブレーキペダル 10 の操作ストロークが大きくなることを回避することができる。

#### 【0041】

さらに、ストローク制御装置 128、電磁開閉弁 62 は不可欠ではない。ストローク制御装置 128 等が設けられていなくても、踏力とマスタシリンダ液圧との関係であるマスタ加圧特性を自由に制御することが可能となる。逆に、駆動力補助装置 81 が設けられていなくても、マスタ加圧特性を制御することが可能である。また、補助加圧室 100 と加圧室 32 との間の電磁開閉弁 108 も不可欠ではなく、図 14 に示す液圧ブレーキ装置においては、電磁開閉弁 108 に代わって、マスタリザーバ 76 と補助加圧室 100 との間に電磁開閉弁 210 が設けられている。電磁開閉弁 210 は、常開弁であるが、駆動力補助装置 81 が正常な場合には、遮断状態に保たれ、補助加圧室 100 の液圧が、増圧制御弁 74、減圧制御弁 75 の制御により制御される。第 1 異常が生じた場合には、電磁開閉弁 210 のソレノイドへの励磁電流が 0 にされることにより、連通状態にされる



。補助加圧室 100 がマスタリザーバ 76 に連通させられるため、ブレーキペダル 10 の踏込みに伴い補助加圧室 100 にマスタリザーバ 76 から作動液が供給されることになり、補助ピストン 92 がブレーキペダル 10 の操作に応じて移動が可能となる。ブレーキペダル 10 の踏込みが解除されれば、補助加圧室 100 の作動液は、電磁開閉弁 210 を経てマスタリザーバ 76 に戻される。本実施形態においては、補助駆動力は 0 であるため、マスタシリンダ 12 の加圧室 30, 32 には、踏力に応じた液圧が発生させられることになる。

【0042】

さらに、補助シリンダ 78 を、マスタシリンダ 12 と一体的に設けることもできる。このようにすれば、部品点数を減らすことができるという利点がある。図 15 に示すように、マスタシリンダ 12 内のブレーキペダル 10 に連携させられた加圧ピストン 220 の前方（図の左方）が加圧室 222 とされ、後方（図の右方のブレーキペダル側）の室が補助加圧室 224 とされる。補助加圧室 224 には、上述の実施形態における場合と同様に、アキュムレータ 72 が増圧制御弁 74 を介して接続されるとともに、マスタリザーバ 76 が減圧制御弁 75 を介して接続される。補助加圧室 224 の液圧を高くすれば、加圧ピストン 220 に加えられる力を大きくすることができる。符号 225 は、加圧ピストン 220 の後退端を規定するストッパである。

【0043】

この場合には、図 16 に示すように、ブレーキペダル 10 の加圧ピストン 220 が連携させられている位置と補助ピストンが連携させられている位置とが同じになるため、これらの支点 96 からの距離が同じになる（ $L_M = L_S$ ）。また、補助ピストンの受圧面積  $S_S$  は、加圧ピストンの受圧面積  $S_M$  からピストンロッドの断面積  $S_0$  を引いた大きさとなる（ $S_S = S_M - S_0$ ）。

したがって、マスタシリンダ液圧  $P_M$  は、式

$$P_M = F \times L_F / (L_M \times S_M) + P_S \times (S_M - S_0) / S_M$$

となる。

【0044】

また、液圧ブレーキ装置の構造を、図 17 に示す構造のものとすることもでき

る。この液圧ブレーキ装置においては、補助加圧室100とマスタリザーバ76との間に逆止弁230が設けられている。逆止弁230は、マスタリザーバ76から補助加圧室100へ向かう方向の作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止するものである。

第1異常が生じた場合には、電磁開閉弁108が連通状態にされるため、補助加圧室100と加圧室32とは連通させられることになるが、電磁開閉弁108の異常により、遮断状態に保たれたままの場合がある。その場合には、補助加圧室100がアキュムレータ72からも、マスタリザーバ76からも遮断され、作動液の流出・流入が阻止されることになる。それを回避するために、逆止弁230を設けたのである。電気系統に異常が生じて、ブレーキペダル10が操作されれば、それに伴って補助加圧室100にマスタリザーバ76から逆止弁230を経て作動液が供給され、ブレーキペダル10の操作が許容される。また、この場合には、減圧制御弁75のスプリング104の付勢力が非常に小さいものとされているため、減圧制御弁75のコイル102に電流が供給されなくても、ブレーキペダル10の踏み込みが解除された場合には、補助加圧室100から減圧制御弁75を経て作動液をマスタリサーバ76に戻すことが可能となる。

#### 【0045】

さらに、電磁開閉弁108を、アキュムレータ72の液圧が、異常が生じたとみなし得る異常検出設定液圧より低下した場合に、遮断状態から連通状態に機械的に切り換えられるパイロット式の切換弁としたり、電磁開閉弁108と直列に連通制限装置を設けたりすることもできる。その一例を図18に示す。この実施形態は、請求項1～5に記載の発明に共通の一実施形態でもある。補助加圧室100と加圧室32とを接続する液通路240には、上述のパイロット式の切換弁242と、連通制限装置244とが直列に設けられている。連通制限装置244は、補助加圧室100から加圧室32への作動液の流れを許容するが、逆向きの流れを阻止する逆止弁246と、加圧室32の液圧が補助加圧室100の液圧より設定圧P1以上大きくなった場合に、加圧室32から補助加圧室100への作動液の流れを許容する差圧開閉弁248と、オリフィス250とを含むものであり、オリフィス250は、差圧開閉弁248と直列に設けられ、これらオリフィ

ス 250 および差圧開閉弁 248 が、逆止弁 246 と並列に設けられている。

【0046】

アキュムレータ 72 の液圧が異常検出設定液圧より低下すると切換弁 242 が連通状態に切り換えられるが、加圧室 32 の液圧と補助加圧室 100 の液圧との差が設定圧 P1 より小さい場合には、これらの間は遮断状態に保たれる。補助加圧室 100 には、ブレーキペダル 10 の操作に伴って、マスタリザーバ 76 から逆止弁 230 を経て作動液が供給されるため、補助ピストン 92 の移動は許容される。ブレーキ操作力の増加により、加圧室 32 の液圧が補助加圧室 100 の液圧より設定圧 P1 以上大きくなると、加圧室 32 の作動液が差圧開閉弁 248 を経て補助加圧室 100 に供給され、前述のように、ブレーキ操作力が倍力されることになる。

【0047】

補助加圧室 100 と加圧室 32 とが連通させられると、ストロークが大きくなるが、本実施形態においては、切換弁 242 が遮断状態に切り換えられると直ちに加圧室 32 から補助加圧室 100 へ作動液が供給されるわけではないため、その分、ストロークの低下を抑制することができる。ストロークとマスタシリンサ液圧との関係は、図 19 に示すように、加圧室 32 と補助加圧室 100 とが遮断されている場合には、一点鎖線に従って変化させられ、これらが連通させられている場合には、破線に従って変化させられる。本実施形態においては、差圧開閉弁 248 が閉状態にある場合には、一点鎖線に従って変化させられ、開状態に切り換えられると、その時点から、破線と同じ勾配で変化させられることになるのであり、実線に従って変化させられることになる。また、オリフィス 250 が設けられているため、ブレーキペダル 10 の踏み込み速度が大きい場合に、ブレーキの効き遅れを小さくすることができる。踏み込み速度が大きい場合には、差圧開閉弁 248 が早急に開かれるが、その場合におけるマスタ加圧室 32 から補助加圧室 100 への作動液の流れがオリフィス 250 によって制限されるからである。

ブレーキペダル 10 の踏み込みが解除された場合には、加圧室 32 の作動液はマスタリザーバ 76 に戻され、補助加圧室 100 の作動液は、切換弁 242、逆止弁 246、加圧室 32 を経てマスタリザーバ 76 に戻される。

## 【0048】

なお、上記差圧開閉弁248を、増圧制御弁74と同様の構造の開弁圧を制御可能な電磁制御弁とすることもできる。この場合には、図19における折れ点(P1)を変更することが可能となる。また、連通制限装置を設ける代わりに、切換弁242を、アキュムレータ圧が異常検出設定液圧より小さく、かつ、加圧室32の液圧が補助加圧室100の液圧より設定圧以上大きくなった場合に連通状態に切り換えられるメカ式あるいは電磁式の切換弁とすることもできる。この場合には、補助加圧室100と液圧室32とが連通状態に切り換えられた後には、破線に沿って変化させられることになる。さらに、オリフィス250は不可欠ではなく、その場合にも、ストロークの増大を抑制することができる。

また、図19には、ストローク制御装置128における制御が行われない場合におけるストロークとマスタ液圧との関係を示したが、補助加圧室100と液圧室32とが連通状態に切り換えられた場合に、ストローク制御装置128による制御により、ストロークを小さくすることもできる。

## 【0049】

さらに、ストローク制御装置128と駆動力補助装置81とにおいて、ポンプ、アキュムレータが専用に分けられていてもよい。また、ストローク制御装置128と駆動力補助装置81との少なくとも一方を電動モータを含むものとしてもよい。図20に示すように、ブレーキペダル10に連携させられた補助ロッド260には、電動モータ262が、回転運動を直線運動に変換可能な運動変換装置264を介して接続され、ストローク制御用ピストン266には、電動モータ268が同様に運動変換装置269を介して接続される。電動モータ262、268の作動状態は、モータ制御装置270によって制御される。電動モータ262の作動状態の制御により補助ロッド260に加わる補助電気駆動力が制御され、電動モータ268の作動状態の制御により、容積可変室116の容積が制御される。本実施形態によれば、ポンプ70、アキュムレータ72、増圧制御弁74、122、減圧制御弁75、124等が不要になるため、その分、省スペースを図ることができる。電動モータ262に異常が生じた場合に、電磁開閉弁62を遮断状態に切り換えれば、容積可変室116の容積を小さくすることによってホイ

ールシリンダ 22, 24 の液圧を大きくすることができる。さらに、電動モータの代わりに、積層圧電素子を含む電動アクチュエータとすることもできる。この場合には、運動変換装置が不要となる。積層圧電素子による作動力を補助ロッドに伝達する運動伝達装置が設けられることもある。

## 【0050】

また、電磁開閉弁 62 は、マスタシリンダ 12 の加圧室 30 に液圧が発生させられなくなった場合に遮断状態に切り換えられるようにすることもできる。例えば、マスタ圧センサ 156 による検出液圧が設定液圧より小さい場合に、マスタシリンダ 12 に失陥が生じたとし、遮断状態に切り換えるのである。

さらに、補助ピストン 92, 加圧ピストン 34 の両ピストンロッド 95, 98 がブレーキペダル 10 に、長手方向に相対移動可能に係合させられることは不可欠ではない。ピストンロッド 95, 98 が、それぞれ補助ピストン 92, 加圧ピストン 34 に相対回転可能に係合させられていれば、両ピストンロッド 95, 98 がブレーキペダル 10 に相対回転可能に係合させられていればよいのである。

## 【0051】

また、駆動力補助装置 81 を利用してトラクション制御、ビークルスタビリティ制御等の旋回制御等を行うことも可能である。トラクション制御、旋回制御において、制御対象輪でない車輪については、電磁開閉弁 44 を閉状態とすれば、その車輪のホイールシリンダには作動液が供給されないことになる。

## 【0052】

次に、請求項 1～8 に共通の一実施形態である液圧ブレーキ装置について説明する。図 21 に示すように、本実施形態における液圧ブレーキ装置においては、マスタシリンダと補助シリンダとが一体的に設けられている。また、後輪 14, 16 が駆動輪で、前輪 18, 20 が従動輪である後輪駆動車に搭載されたものである。マスタシリンダ 300 には 2 つの加圧室 302, 304 が形成されており、一方の第 1 加圧室 302 には、液通路 306 を介して前輪 18, 20 のホイールシリンダ 26, 28 が接続され、他方の第 2 加圧室 304 には、液通路 308 を介して後輪 14, 16 のホイールシリンダ 22, 24 が接続されている。液通路 306, 308 の途中には、上記実施形態における場合と同様に、電磁開閉弁

44 が設けられる一方、ホイールシリンダ 22, 24 とリザーバ 76 とを接続する液通路 310 には、常開の電磁開閉弁 312 が設けられ、ホイールシリンダ 26, 28 とリザーバ 76 とを接続する液通路 314 には、常閉の電磁開閉弁 316 が設けられている。

## 【0053】

これら電磁開閉弁 312, 316 は、ホイールシリンダ液圧を増圧させる場合に閉状態に切り換えられ、減圧する場合に開状態に切り換えられるが、ブレーキペダル 10 の操作が解除された場合にも開状態に切り換えられ、ホイールシリンダ 22, 24, 26, 28 の作動液がリザーバ 76 に戻されるようにされている。常閉弁である電磁開閉弁 316 は、ホイールシリンダ 26, 28 の作動液をリザーバ 76 に完全に戻し得ると推定される設定戻し時間だけ開状態に保たれた後、閉状態に戻される。電磁開閉弁 312, 316 のソレノイドには、液圧制御装置 80 と非常用制御装置 318 との両方が、それぞれ駆動回路を介して接続されており、駆動力補助装置 81 が正常な場合には、液圧制御装置 80 の指令に基づいて制御されるが、電気系統に異常が生じた場合等液圧制御装置 80 に異常が生じた場合には、非常用制御装置 318 の指令に基づいて制御される。これによって、電気系統に異常が生じた場合等にも、ブレーキを正常に作動させることが可能となる。

## 【0054】

マスタシリンダ 300 は、本体 320 に対して相対移動可能に設けられた第 1 加圧ピストン 322 と、本体 320 および第 1 加圧ピストン 322 に対して相対移動可能に設けられた第 2 加圧ピストン 324 とを含むものである。第 1 加圧ピストン 322 は、ブレーキペダル 10 に連携させられ、ブレーキペダル 10 の操作に伴って移動させられるものであり、第 2 加圧ピストン 324 は、本体 320 の内部を前述の 2 つの第 1, 第 2 加圧室 302, 304 に仕切るものである。第 2 加圧ピストン 324 は、2 つの円筒状のピストン 330, 332 を含むものであり、これらの底面同士が対向させられた状態で配設されている。前方に位置する円筒状ピストン 330 は、仕切り部としての機能を有するものであり、前方第 2 加圧ピストンと称し、後方に位置する円筒状ピストン 332 を後方第 2 加圧ピ

ストンと称する。

前方第2加圧ピストン330は、その外周面が本体320に形成された環状凸部334に対して、液密かつ摺動可能な状態で配設されており、後方第2加圧ピストン332は、その筒部の外周面の隔たった位置に設けられた2つの環状凸部336、337において、本体320の内周面に液密かつ摺動可能な状態で配設されている。

【0055】

前方第2加圧ピストン330の前方の液圧室が前述の第2加圧室304であり、第2加圧室304には、前方第2加圧ピストン330を後退方向に付勢するスプリング338が設けられている。また、前方第2加圧ピストン332の底部340には、後方第2加圧ピストン322の底部342の一部に設けられた凸部343が当接させられている。したがって、前記第1加圧室302は、本体320の内周面、前記環状凸部334、第2加圧ピストン324の外周面、後方第2加圧ピストン332の外周面に形成された環状凸部336によって形成される環状室344および底部340、342によって形成される液圧室346等によって構成されることになる。第1、第2加圧室302、304は、第2加圧ピストン324の前進に伴って容積が減少させられ、液圧が増加させられる。後方第2加圧ピストン332の後退側の開口端面347が本体320に当接することにより、第2加圧ピストン324の後退限度が規定される。

【0056】

後方第2加圧ピストン332の筒部の内周側には、前記第1加圧ピストン322が液密かつ摺動可能な状態で配設され、その前方側の室が加圧室348とされている。後方第2加圧ピストン332の底部342にはオリフィス350が形成されており、その結果、第1加圧室302と加圧室348とが、オリフィス350を経て連通させられることになり、加圧室348も第1加圧室302の一部とされる。第1加圧ピストン322の移動に伴って加圧室348の容積が増減させられ、それにより第1加圧室302の容積が増減させられることになる。なお、加圧室348には、第1加圧ピストン322を後退方向に付勢するスプリング352が設けられている。

## 【0057】

第1加圧ピストン322の後退側の室が補助加圧室360であり、液通路361を介して補助駆動力制御装置109に接続されている。第1加圧ピストン322には、補助加圧室360の液圧に応じた補助駆動力が作用させられ、踏力が大きくされて伝達される。第1加圧ピストン322は補助ピストンも兼ねているのであり、大径部362の後退側を補助ピストン、大径部362の前進側を加圧ピストンとすることができる。液通路361の途中には、常開の電磁開閉弁363が設けられている。電磁開閉弁363は、トラクション制御、旋回制御時に遮断状態に切り換えられ、ブレーキ操作中は連通状態に保たれるものであり、後述するが、トラクション制御、旋回制御時に遮断状態に切り換えることによって、補助駆動力制御装置109の作動液が第2加圧室304に供給されて、補助加圧室360に供給されないようにするものである。補助加圧室360には、第1加圧ピストン322の後退限度を規定するストッパ364が設けられている。

## 【0058】

前記第1加圧室302と補助加圧室360とは、液通路370によって接続されている。液通路370の途中には、電磁開閉弁372と連通制限装置374とが直列に設けられている。連通制限装置374は、差圧開閉弁376、オリフィス377、逆止弁378を含むものである。電磁開閉弁372は、ソレノイドに電流が供給されない場合に連通状態に保たれる常開弁であるが、ブレーキペダル10が踏み込まれた場合、トラクション制御や旋回制御等駆動輪のホイールシリンダ22、24の液圧のみを増圧する場合に閉状態に切り換えられる。駆動力補助装置81に第1異常が生じた場合は開状態にされる。第1異常が生じ、第1加圧室302の液圧が補助加圧室360の液圧より設定圧以上大きくなると、第1加圧室302の作動液が、差圧開閉弁376、オリフィス377、電磁開閉弁372を経て補助加圧室360に供給される。ブレーキペダル10の踏込みが緩められた場合には、補助加圧室360の作動液が、電磁開閉弁372、逆止弁378を経て第1加圧室302に戻される。

同様に、補助加圧室360と前記第2加圧室304とは、液通路380によって接続され、電磁開閉弁382、連通制限装置384が設けられている。本電磁



開閉弁 382 は、ブレーキペダル 10 が踏み込まれた場合に閉状態に切り換えられるが、トラクション制御、旋回制御等には開状態に保たれる。上記電磁開閉弁 372 が閉状態に、本電磁開閉弁 382 が開状態にされるのであり、補助駆動力制御装置 109 の作動液が、第 1 加圧室 302 に供給されないで、電磁開閉弁 382、逆止弁 386 を経て第 2 加圧室 304 に供給される。第 1 異常時には、電磁開閉弁 382 は開状態に切り換えられるため、第 2 加圧室 304 の作動液は、差圧開閉弁 388、オリフィス 389、電磁開閉弁 382 を経て補助加圧室 360 に供給される。

## 【0059】

本実施形態においては、ブレーキペダル 10 の踏力が、踏力センサ 390 によって検出され、補助加圧室 360 の液圧が補助液圧センサ 392 によって検出され、第 1 加圧室 302 の液圧がマスタ液圧センサ 394 によって検出される。踏力センサ 390 は、踏力が小さい場合に精度よく検出可能なものであるが、踏力が大きくなると精度よく検出できない安価なものである。したがって、踏力が大きい場合には、補助液圧とマスタ液圧とに基づいて踏力が推定されるようにされている。本実施形態においては、踏力センサ 390 が、踏力として、ブレーキペダル 10 に第 1 加圧ピストン 322 を介して加えられる反力  $F'$  を検出するものである。

## 【0060】

第 1 加圧ピストン 322 には、踏力センサ 390 によって検出された踏力  $F'$  および補助加圧室 360 の液圧である補助液圧に応じた補助駆動力  $F_s$  と、加圧室 348 の液圧に応じた液圧作用力  $F_m$  とが作用し、これらの間には、式

$$F' + F_s = F_m$$

で表される関係がある。ここで、液圧作用力  $F_m$  は、マスタ液圧センサ 394 による検出液圧  $P_m$  に加圧室 348 の内周側の面積  $S_m$  を乗じた大きさ ( $P_m \times S_m$ ) となる。前述のように、第 1 加圧室 302 の液圧と加圧室 348 の液圧とは同じ大きさであるからである。また、補助駆動力  $F_s$  は、補助液圧センサ 392 による検出液圧  $P_s$  に、加圧室 348 の内周側の面積  $S_m$  から第 1 加圧ピストン 322 の小径部の断面積  $S_p$  を引いた面積を乗じた大きさ ( $P_s \times (S_m - S_p$

)}となる。したがって、踏力 $F'$ は、式

$$F' = (P_m \times S_m) - \{P_s \times (S_m - S_p)\}$$

に従って推定することができる。

【0061】

一方、反力 $F'$ とペダルパッド97に加えられる踏力とには、式

$$F = F' \cdot L_M / L_F$$

で表される関係があるため、上記実施形態における場合と同様に、踏力センサが、ペダルパッド97に加えられる踏力 $F$ を直接検出するものである場合には、踏力 $F$ は、式

$$F = \{ (P_m \times S_m) - \{P_s \times (S_m - S_p)\} \} \cdot L_M / L_F$$

に従って推定されることになる。前述のように、ブレーキペダル10の回動中心96から第1加圧ピストン322（補助ピストン）までの距離が距離 $L_M$ であり、ペダルパッド97までの距離が距離 $L_F$ である。

【0062】

第1加圧室302、第2加圧室304とリザーバ76とは、それぞれ液通路398、399によって接続されている。液通路398には、第1加圧室302からリザーバ76への作動液の流れを阻止するが、逆向きの流れを許容する2つの逆止弁401、402が直列に設けられている。これら逆止弁401、402によって、第1加圧室302からリザーバ76への作動液の流れを阻止することができるため、第1加圧ピストン322の前進時に第1加圧室302の液圧を確実に増加させることができる。また、第1加圧室302の容積の増加に伴ってリザーバ76から作動液が供給されるため、第1、第2加圧ピストン322、324の後退時に、第1加圧室302が負圧になることが回避される。さらに、液通路398、逆止弁401、402を設けることによって、加圧ピストンにプライマリカップを設けたり、インレットバルブを開閉させるための加圧ピストンのストロークが不要となって、マスタシリンダ300の長手方向の長さを短くすることができる。

液通路399にも、同様に、2つの逆止弁403、404が直列に設けられ、第2加圧室304の液圧を増加させ、かつ、負圧になることを防止し得る。

## 【0063】

また、液通路398、399の第1加圧室302、第2加圧室304に対する開口部406、407は、塞がれることがなく、第2加圧ピストン324の本体320に対する相対位置がいずれであっても、開口状態が保たれる。本実施形態においては、第2加圧ピストン324が本マスタシリンダ300に対して、前方第2加圧ピストン330の外周面が本体320の環状凸部334と、後方第2加圧ピストン332の環状凸部336、337と本体320の内周面とが、それぞれ、液密かつ摺動可能な状態とされているからである。

## 【0064】

なお、補助加圧室360とリザーバ76とが、増圧制御弁74、減圧制御弁75をバイパスして液通路410によって接続されている。液通路410の途中には、リザーバ76から補助加圧室360への作動液の流れを許容し、逆向きの流れを阻止する2つの逆止弁412、413が設けられている。逆止弁412、413により、増圧制御弁74、減圧制御弁75に電流が供給されなくなって閉状態にされた場合に、リザーバ76から補助加圧室360への作動液の流入が許容され、補助加圧室360が負圧になることが回避される。

## 【0065】

減圧制御弁75とリザーバ76との間には、電磁開閉弁418が設けられている。電磁開閉弁418は、補助加圧室360の液圧を減圧する場合、すなわち、減圧制御弁75を経て作動液をリザーバ76に戻す場合には、開状態に切り換えられるが、それ以外の場合には、閉状態に保たれる。電磁開閉弁418は、減圧制御弁75における漏れを阻止する一方、減圧制御弁75が開状態にある場合に補助加圧室360からリザーバ76への作動液の流出を許容するものであり、減圧制御弁連動開閉弁と称することができる。電磁開閉弁418は、補助加圧室360と減圧制御弁75との間に設けることもできる。

また、本実施形態においては、液圧制御装置80のROM132に、トラクション制御プログラム、旋回状態検出プログラム、旋回状態制御プログラム等が格納されている。入力部には、図示しないアクセル開度センサやヨーレイトセンサ等が接続されている。アクセル開度センサによってアクセルペダルが踏み込まれ

たことが検出され、ヨーレイトセンサ、各車輪速センサ140～146等によって、旋回状態が検出される。旋回状態制御プログラムとしてはピークルスタビリティ制御プログラムとすることもできる。

## 【0066】

以上のように構成された液圧ブレーキ装置において、ブレーキペダル10が踏み込まれると、電磁開閉弁372、382は共に閉状態に切り換えられ、後輪側の電磁開閉弁312が閉状態に切り換えられる。電磁開閉弁363は、連通状態に保たれる。そして、踏込みに伴って第1加圧ピストン322が後方第2加圧ピストン332に対してスプリング352の付勢力に抗して前進させられる。ブレーキペダル10の踏込み速度がそれほど大きくない場合には、加圧室348の作動液が、オリフィス350を経て第1加圧室302に供給され、これら第1加圧室302、加圧室348の液圧は同じ大きさになる。また、加圧室348の液圧の増圧によって、後方第2加圧ピストン332が前進させられるとともに前方第2加圧ピストン330がスプリング338の付勢力に抗して前進させられる。それによって、第1、第2加圧室302、304の液圧が増圧させられ、作動液がホイールシリンダ26、28およびホイールシリンダ22、24にそれぞれ供給される。補助加圧室360の液圧は、補助駆動力制御装置109の制御により上記実施形態における場合と同様に制御される。

ブレーキペダル10の踏込みが解除された場合には、電磁開閉弁312、316が開状態に切り換えられることにより、ホイールシリンダ22～28の作動液がリザーバ76に戻される。後輪側の電磁開閉弁312は開状態に戻され、前輪側の電磁開閉弁316は設定戻し時間だけ開状態に保たれた後、閉状態に戻される。また、補助加圧室360の作動液は、開状態に保たれる減圧制御弁75を経てリザーバ76に戻されるとともに、開状態に戻された電磁開閉弁372、382、逆止弁378、386を経て第1、第2加圧室302、304に戻される。なお、ブレーキペダル10の後退に伴って第1、第2加圧室302、304の容積が増加させられた場合には、リザーバ76から作動液が供給され、負圧になることが回避される。

## 【0067】

また、ブレーキペダル 10 の操作速度が大きい場合には、加圧室 348 の容積が急激に減少しようとするが、オリフィス 350 により加圧室 348 から第 1 加圧室 302 への作動液の流れが妨げられるため、第 3 加圧室の液圧が大きくなり、第 1 加圧室 302 との間に液圧差が生じる。この液圧差により、第 2 加圧ピストン 324 が前進させられ、それに伴って第 1, 第 2 加圧室 302, 304 の容積が減少させられ、液圧が早急に増加させられ、ホイールシリンダ 22~28 の液圧を早急に増加させることができる。ブレーキが早急に作動させられ、操作速度が大きい場合における、ブレーキペダル 10 の操作初期時におけるブレーキの効き遅れを小さくすることができる。

さらに、加圧室 348 の液圧の増加に伴って踏力センサ 390 による検出踏力  $F'$  が増大させられる。補助加圧室 360 の液圧が踏力  $F'$  に応じた大きさに制御されるため、踏力  $F'$  の増大に伴って補助加圧室 360 の液圧がさらに増圧させられる。それによって、加圧室 348 の液圧が増加させられ、ホイールシリンダの液圧を大きくすることができる。

#### 【0068】

駆動輪 22, 24 の駆動スリップ状態が路面の摩擦係数に対して過大になり、トラクション制御開始条件が満たされた場合には、電磁開閉弁 382 は開状態に保たれるが、電磁開閉弁 372, 電磁開閉弁 363 が閉状態に切り換えられる。その結果、補助駆動力制御装置 109 の作動液は第 2 加圧室 304 に供給され、補助加圧室 360, 第 1 加圧室 302 には供給されないことになる。駆動輪のホイールシリンダ 22, 24 の液圧を、ブレーキペダル 10 が踏み込まれていなくても増圧させることができる。駆動輪のホイールシリンダ 22, 24 の液圧は、駆動輪 14, 16 の駆動スリップ状態が適正状態にあるように、電磁開閉弁 44, 312 の制御により制御される。

#### 【0069】

また、第 2 加圧ピストン 324 は後退端位置にある。そのため、第 2 加圧室 304 に高圧の作動液を供給しても、第 2 加圧ピストン 324 が後退させられることがない。第 2 加圧室 304 の液圧を、第 1 加圧室 302 の容積が一定の大きさに保たれたまま、増加させることができるのであり、従動輪のホイールシリンダ

液圧を増圧させることなく、駆動輪のホイールシリンダの液圧のみを増圧させることができる。しかも、後退端位置にある状態においては、第1加圧ピストン322の前進が許容される状態にあるため、トラクション制御中にブレーキペダル10が踏み込まれた場合には、直ちに、加圧室348，第1加圧室302の液圧を増加させることができ、ブレーキの効き遅れを小さくすることができる。ブレーキペダル10が踏み込まれると、電磁開閉弁363は遮断状態に切り換えられ、補助加圧室360に作動液が供給される。また、トラクション制御中にブレーキペダル10が踏み込まれた場合に、電磁開閉弁382を閉状態に切り換えれば、ブレーキペダル10のストロークの増大を抑制することができる。

## 【0070】

車両の旋回状態が予め定められた設定状態を越えた場合には、スピン抑制制御，ドリフトアウト抑制制御が行われる。本実施形態においては、いずれの場合においても、左右駆動輪のホイールシリンダについて液圧差を生じるさせることによってスピン状態，ドリフトアウト状態を抑制するヨーモーメントが発生させられる。トラクション制御における場合と同様に、電磁開閉弁372，363が閉状態に切り換えられ、電磁開閉弁382が開状態に保たれる。駆動輪14，16の各ホイールシリンダ22，24の液圧は、電磁開閉弁44，312の制御により別個に制御される。

## 【0071】

電気系統の異常時には、電磁開閉弁372，382が開状態に戻される。補助加圧室360には、逆止弁412，413を経てリザーバ76の作動液が供給されるとともに、第1，第2加圧室302，304の液圧が補助加圧室360の液圧より開弁圧以上大きくなると、差圧開閉弁376，388、オリフィス377，389、電磁開閉弁372，382を経て作動液が供給される。なお、第1，第2の両加圧室302，304を補助加圧室360に連通させることは不可欠ではなく、いずれか一方の加圧室に連通させるだけでもよい。この場合、オリフィス377，389が設けられているため、上記実施形態における場合と同様に、ブレーキ操作速度が大きい場合の効き遅れを小さくすることができる。また、電磁開閉弁312，316は、ブレーキ操作中に閉状態に保たれ、解除された場合

に開状態に切り換えられるが、これらの制御は、非常時制御装置 318 の指令に基づいて行われる。

【0072】

本実施形態においては、駆動力補助装置 81 が、第 2 加圧室増圧装置を兼ね、連動容積減少防止装置が、第 2 加圧ピストン 324 の端面 347、本体 320 等によって構成される。また、補助液圧センサ 392、マスタ液圧センサ 394 および液圧制御装置 80 のこれらの検出結果に基づいて踏力  $F'$  を推定する部分等によってブレーキ操作力推定装置が構成される。

【0073】

なお、上記実施形態においては、駆動輪としての後輪側の電磁開閉弁 312 が常開弁とされ、従動輪としての前輪側の電磁開閉弁 316 が常閉弁とされていたが、逆にしてもよい。この場合には、電磁開閉弁 363 を設けなくても、トラクション制御時に、補助加圧室 360 に供給された作動液は、電磁開閉弁 316 を経てリザーバ 76 に戻されることになり、ホイールシリンダ 26、28 の液圧が増圧されることはない。また、第 2 加圧ピストン 324 の形状は上記実施形態におけるそれに限らず他の形状とすることもできる。例えば、前方第 2 加圧ピストン 330 と後方第 2 加圧ピストン 332 とを一体的に設けても、前方第 2 加圧ピストン 330 の形状を円盤形状とする等他の形状とすることもできる。さらに、マスタシリンダの構造は、上記実施形態におけるそれに限らず、加圧ピストンの後退端が規定されていないマスタシリンダとしたり、第 1 加圧ピストンと第 2 加圧ピストンとが直列に設けられたマスタシリンダとしたり、これらの受圧面積が同じものとしたりすることができ、いずれの場合においても、同様の効果を得ることができる。また、当然、マスタシリンダと補助シリンダとが別個に設けられた液圧ブレーキ装置に適用することもできる。

以上、本発明の幾つかの実施形態を詳細に説明したが、これは、文字通り例示であり、本発明は、前記〔発明が解決しようとする課題、解決手段、作用および効果〕の項に記載された態様を始めとして、当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を施した態様で本発明を実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

本発明の一実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 2】

上記液圧ブレーキ装置のブレーキペダル周辺を模式的に示す図である。

【図 3】

上記液圧ブレーキ装置において制御される踏力とマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 4】

上記液圧ブレーキ装置において制御されるストロークとマスタシリンダ液圧との関係を示す図である。

【図 5】

上記液圧ブレーキ装置において、補助加圧室の制御と容積制御室の液圧とが制御された場合のマスタシリンダ液圧と仕事率との関係を示す図である。

【図 6】

上記液圧ブレーキ装置において、補助加圧室の制御と容積制御室の液圧とが制御された場合のマスタシリンダ液圧と剛性との関係を示す図である。

【図 7】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる圧力スイッチの作動特性を示す図である。

【図 8】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる液圧制御装置のROMに格納された電動モータ制御プログラムを表すフローチャートである。

【図 9】

上記液圧ブレーキ装置において制御されたマスタシリンダ液圧と車速との関係を示す図である。

【図 10】

上記液圧ブレーキ装置において制御されたマスタシリンダ液圧と踏込速度との関係を示す図である。

【図 11】

上記液圧ブレーキ装置に含まれる増圧制御弁の断面図である。



【図 12】

本発明の別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 13】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置のストローク制御用シリンダの断面図である。

【図 14】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 15】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 16】

上記液圧ブレーキ装置のブレーキペダル周辺を模式的に示す図である。

【図 17】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 18】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【図 19】

上記液圧ブレーキ装置におけるマスタシリンダの液圧とストロークとの関係を示す図である。

【図 20】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の一部を示す図である。

【図 21】

本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキ装置の回路図である。

【符号の説明】

- 10 ブレーキペダル
- 12 マスタシリンダ
- 22, 24, 26, 28 ホイールシリンダ
- 34 加圧ピストン
- 62 電磁開閉弁

- 64 ストローク制御用シリンダ
- 70 ポンプ
- 72 アキュムレータ
- 74 増圧制御弁
- 75 減圧制御弁
- 78 補助シリンダ
- 80 液圧制御装置
- 81 駆動力補助装置
- 92 補助ピストン
- 100 補助加圧室
- 108 電磁開閉弁
- 109 補助駆動力制御装置
- 116 容積可変室
- 118 容積制御室
- 122 増圧制御弁
- 124 減圧制御弁
- 128 ストローク制御装置
- 242 切換弁
- 244, 374, 384 連通制限装置
- 246, 378, 386 逆止弁
- 248, 376, 388 差圧開閉弁
- 250, 379, 387 オリフィス
- 260 補助ロッド
- 262, 268 電動モータ
- 300 マスタシリンダ
- 322 第1加圧ピストン
- 324 第2加圧ピストン
- 330 前方第2加圧ピストン
- 332 後方第2加圧ピストン

347 端面

350 オリフィス

360 補助加圧室

390 踏力センサ

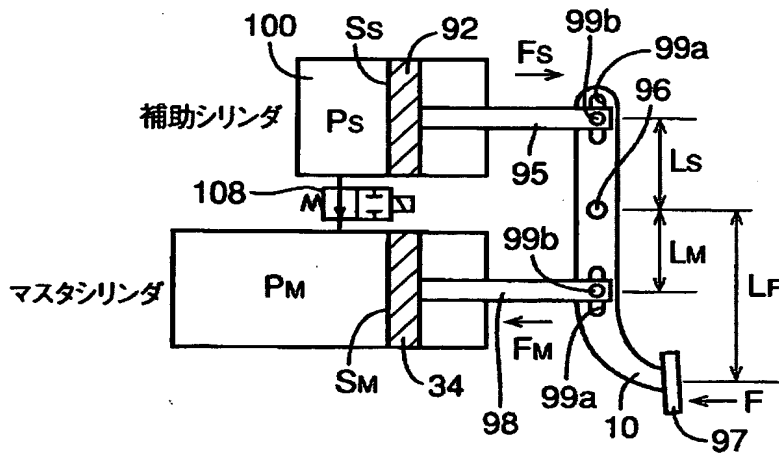
392 補助液圧センサ

394 マスタ液圧センサ

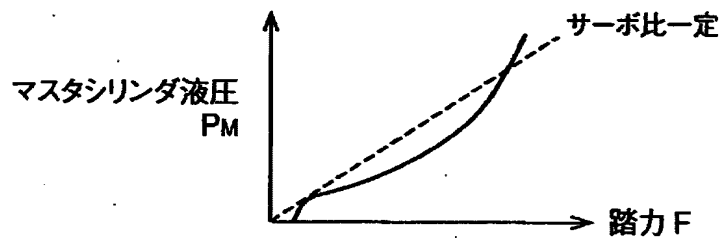
401~414 逆止弁



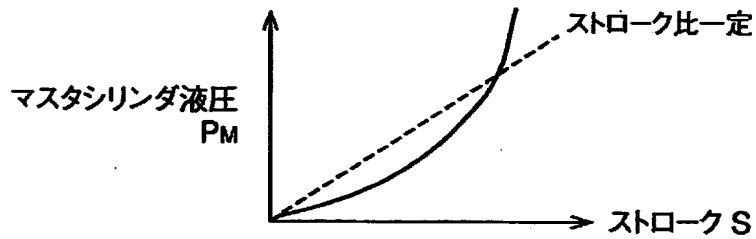
【図 2】



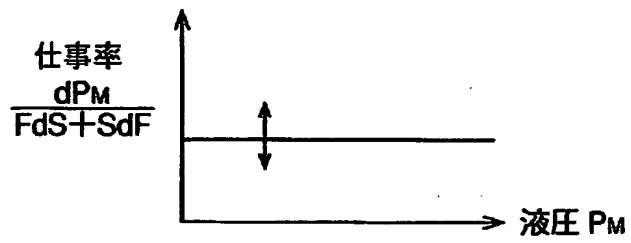
【図 3】



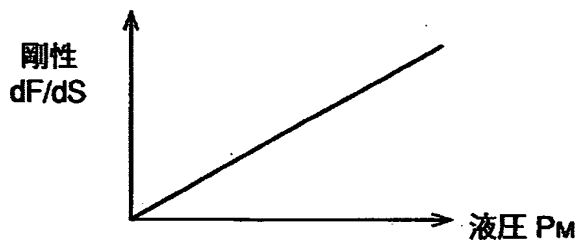
【図 4】



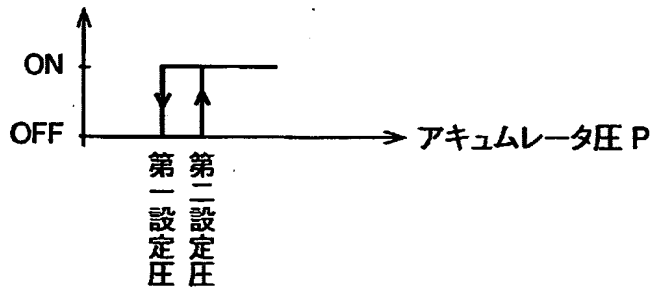
【図 5】



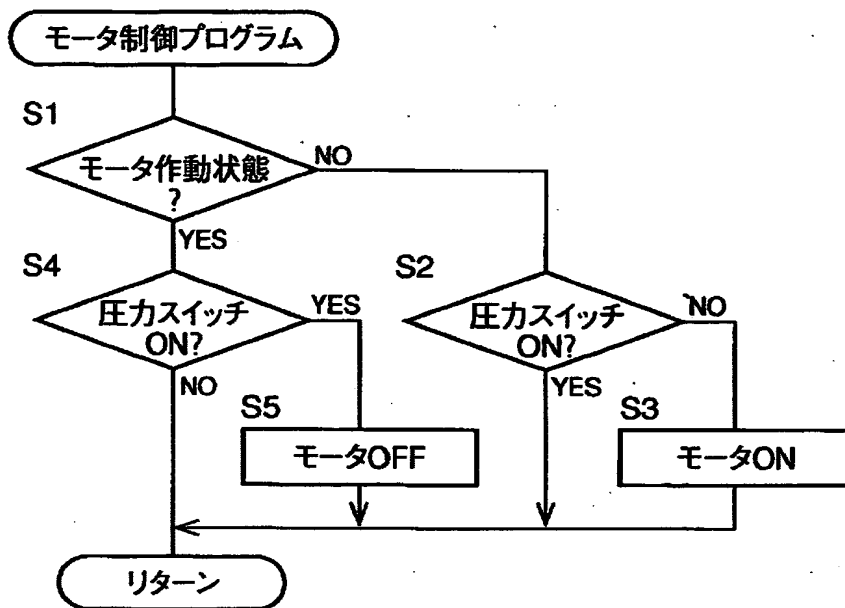
【図 6】



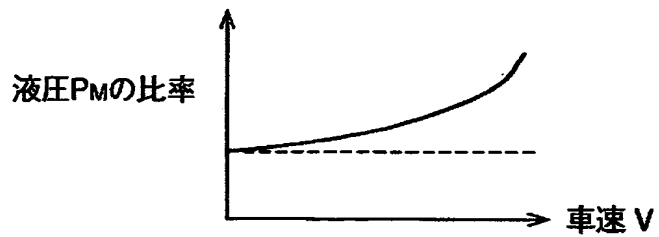
【図 7】



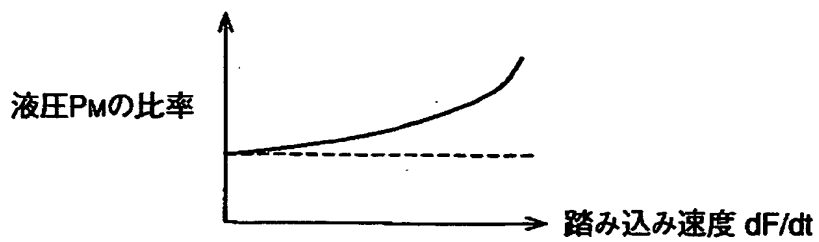
【図 8】



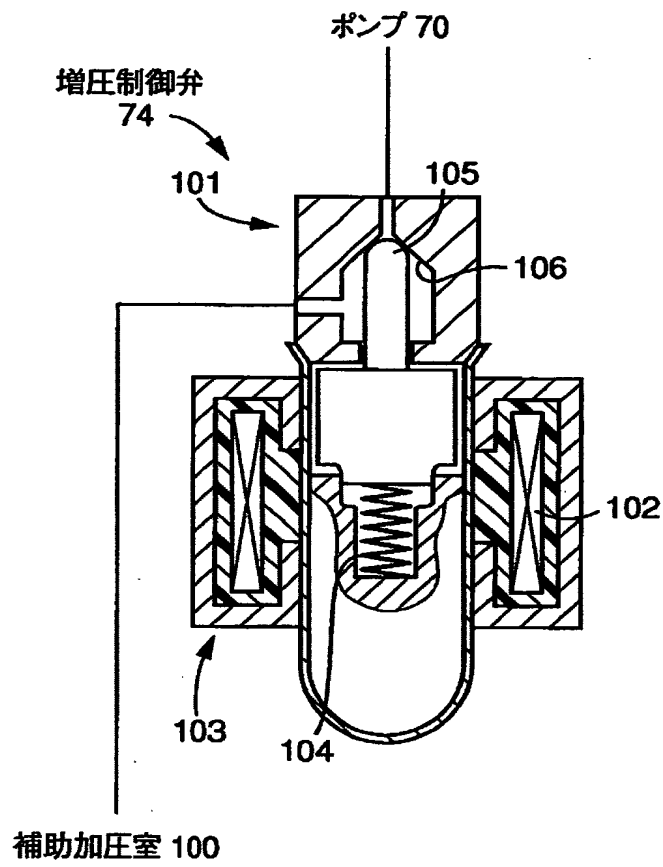
【図 9】



【図 10】

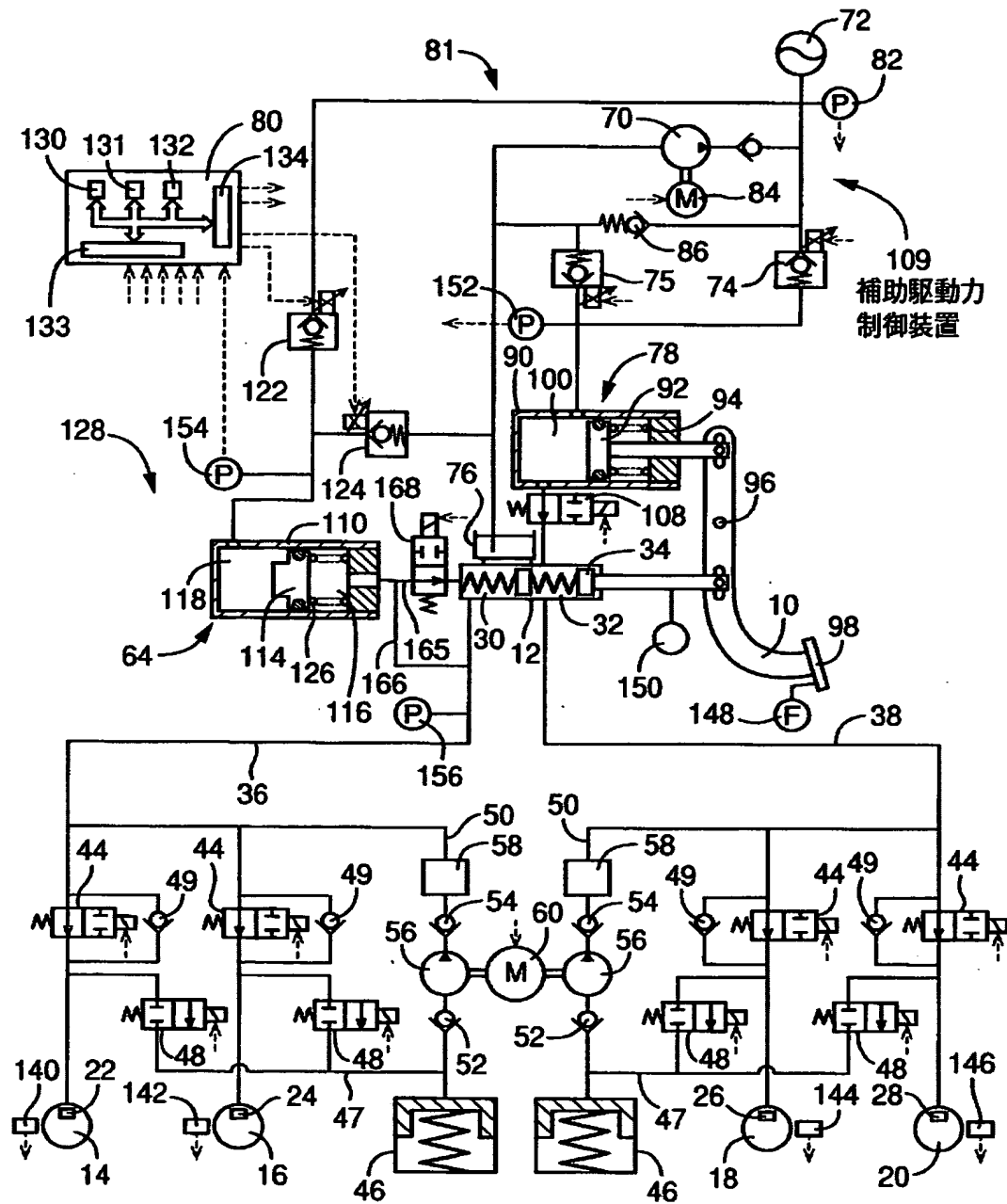


【図 11】

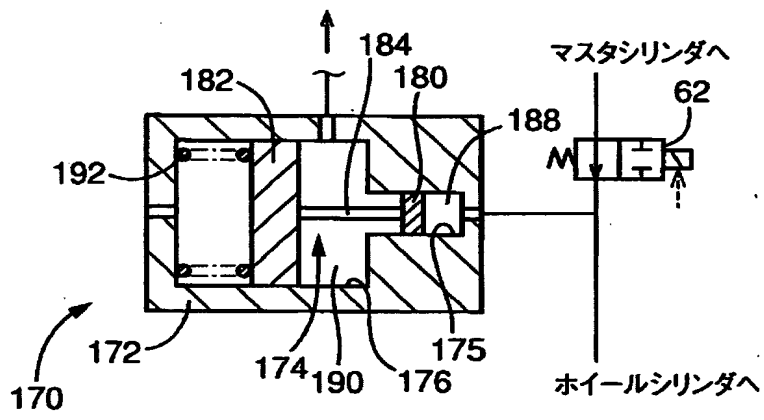




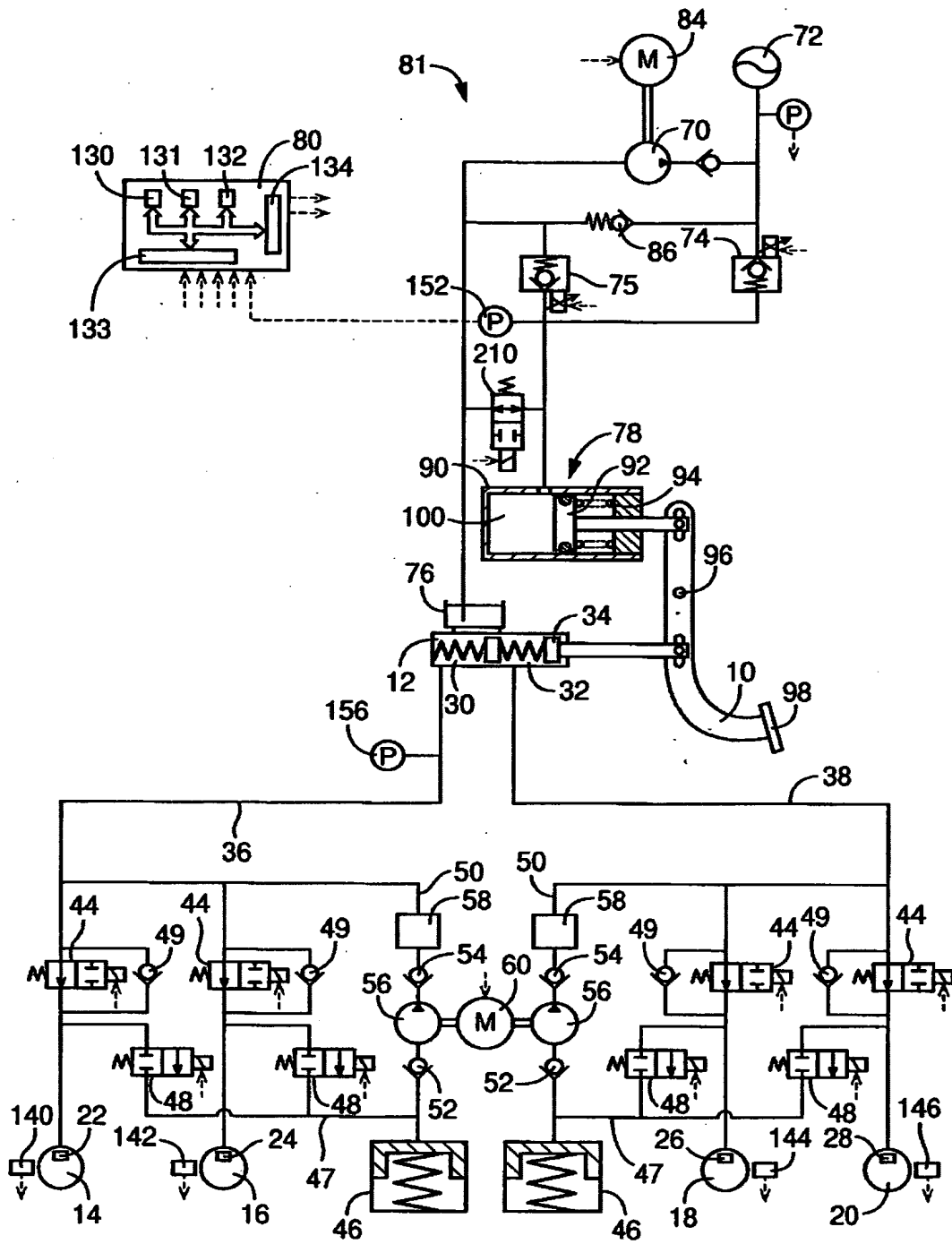
【図 1 2】



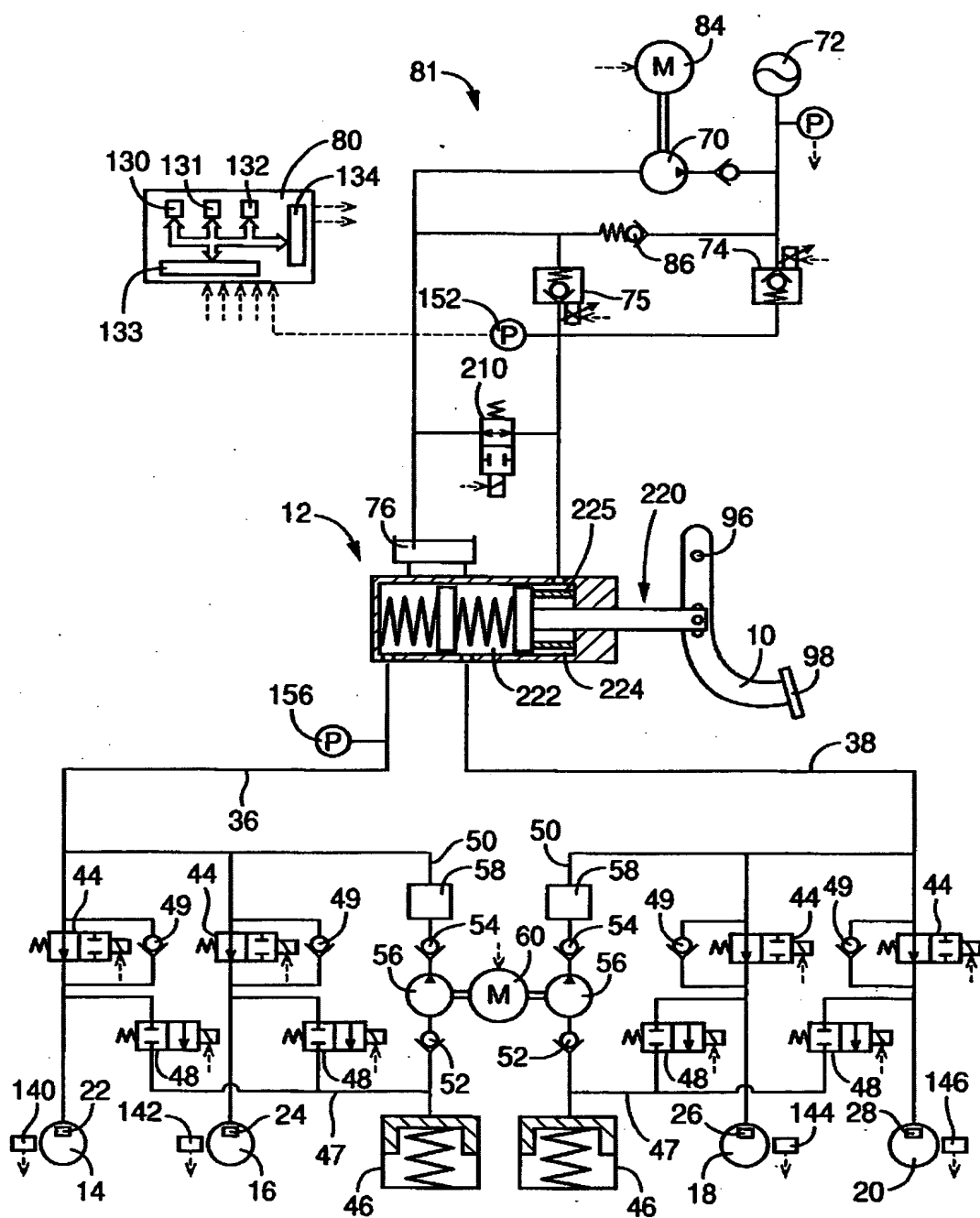
【図 13】



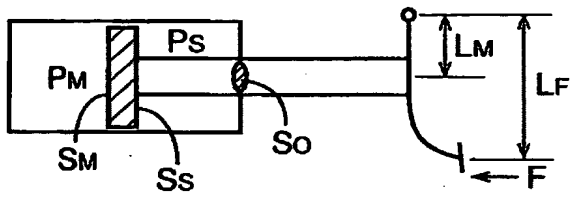
【図 14】



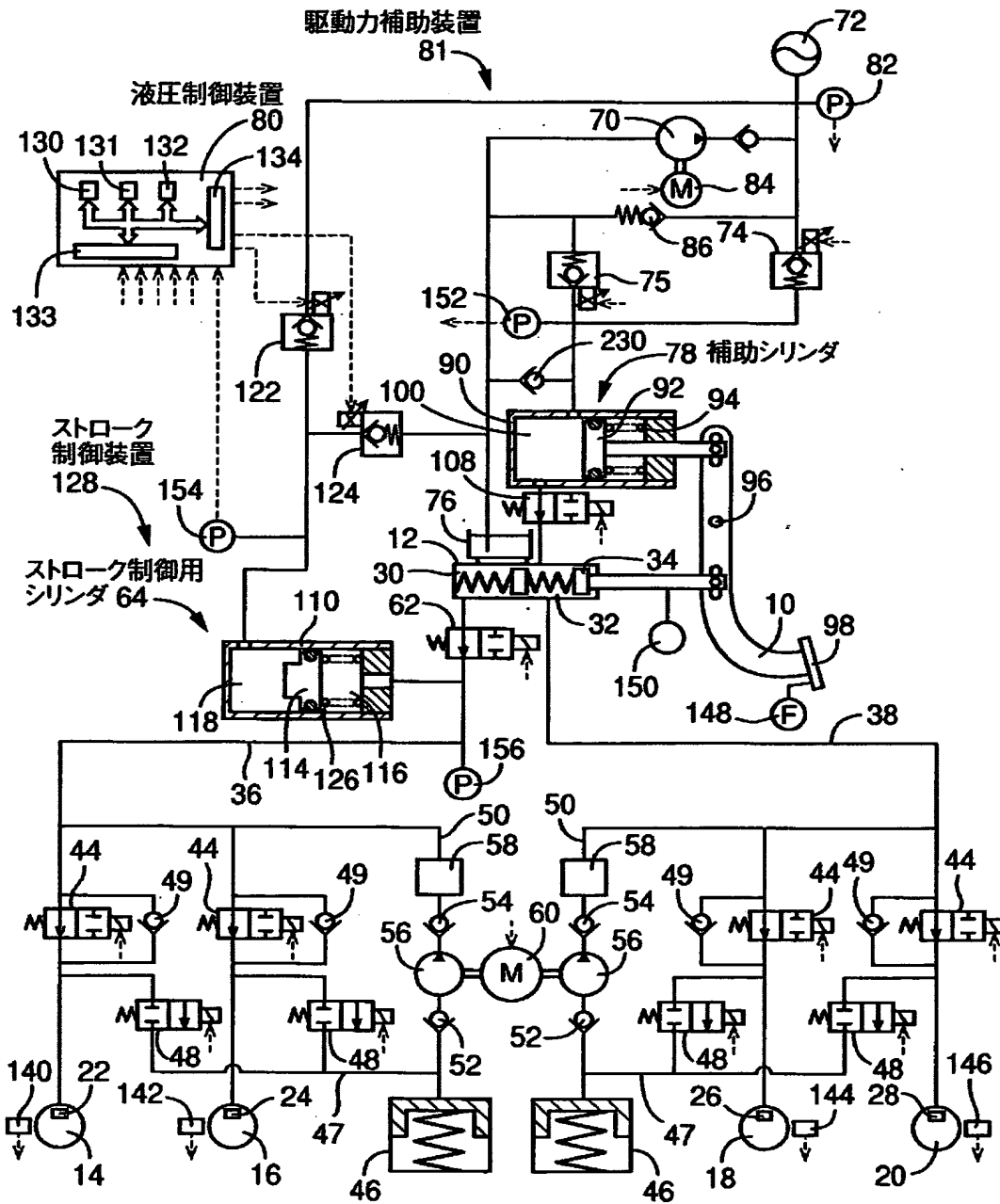
【図 15】



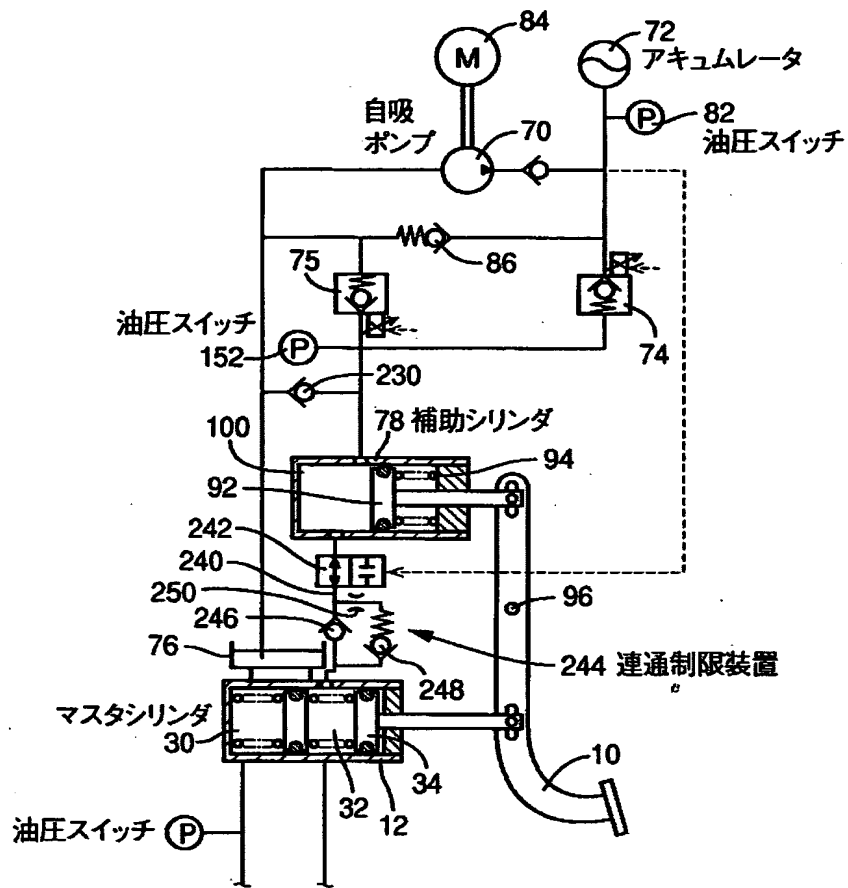
【図 16】



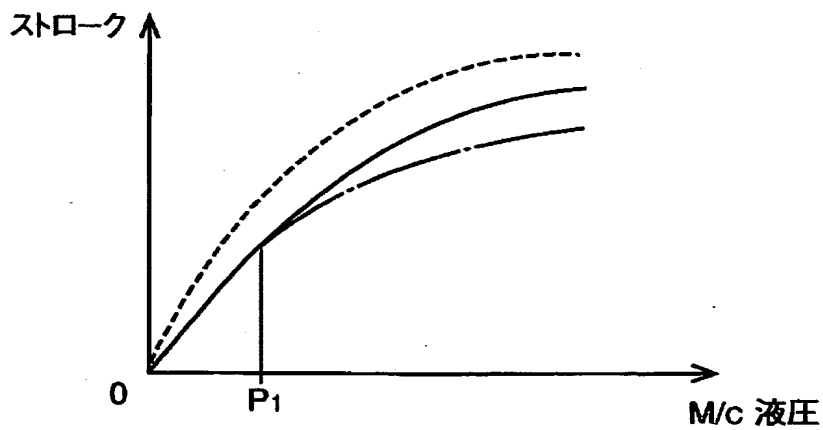
【図 17】



【図 18】



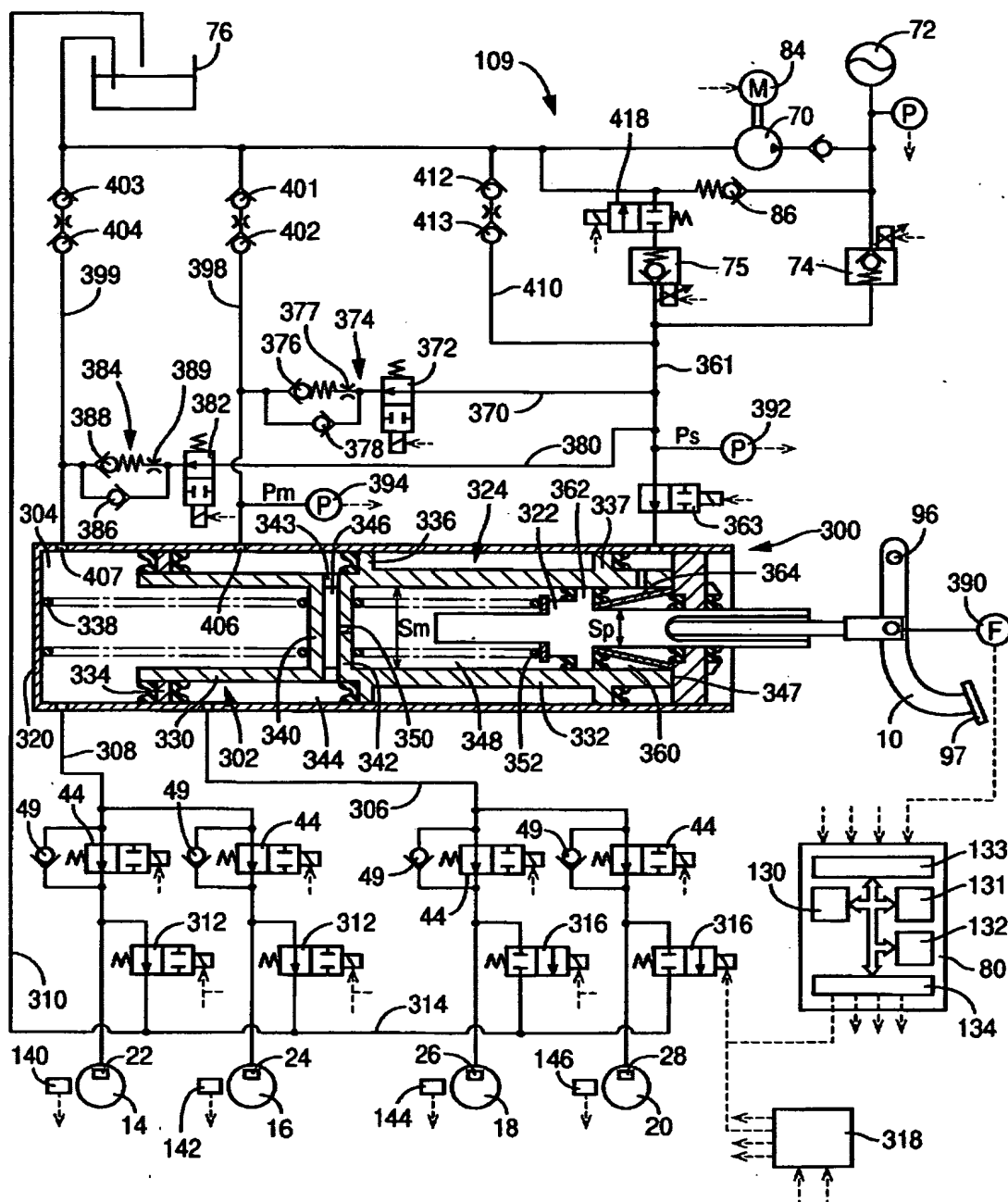
【図 19】







【図 2 1】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 マスタシリンダの加圧ピストンにブレーキ操作部材の操作力に応じた主駆動力とは別に補助駆動力を加える駆動力補助装置を備えた液圧ブレーキ装置において補助駆動力を電氣的に制御可能にする。

【解決手段】 補助シリンダ 78 は、ブレーキペダル 10 に連携させられる補助ピストン 92 と、液圧により補助ピストン 92 に液圧駆動力を加える補助加圧室 100 とを含むものである。補助加圧室 100 の液圧は、増圧制御弁 74, 減圧制御弁 75 のソレノイドの励磁電流を制御することによって制御可能とされている。補助加圧室 100 の液圧の制御により補助ピストン 92 に加えられる液圧補助駆動力が制御され、ブレーキペダル 10 を介して加圧ピストン 34 に加えられる補助駆動力が制御される。このように、補助駆動力が電氣的に制御可能とされるのであり、制御の自由度を向上させることができる。

【選択図】 図 1

【書類名】 職権訂正データ  
【訂正書類】 特許願

<認定情報・付加情報>

【特許出願人】	
【識別番号】	000003207
【住所又は居所】	愛知県豊田市トヨタ町1番地
【氏名又は名称】	トヨタ自動車株式会社
【代理人】	申請人
【識別番号】	100079669
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東 洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】	神戸 典和
【選任した代理人】	
【識別番号】	100085361
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東 洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】	池田 治幸
【選任した代理人】	
【識別番号】	100078190
【住所又は居所】	愛知県名古屋市中村区名駅3丁目14番16号 東 洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】	中島 三千雄
【選任した代理人】	
【識別番号】	100107674
【住所又は居所】	名古屋市中村区名駅三丁目14番16号 東洋ビル 創和国际特許事務所
【氏名又は名称】	来栖 和則

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日 1990年 8月27日  
[変更理由] 新規登録  
住 所 愛知県豊田市トヨタ町1番地  
氏 名 トヨタ自動車株式会社